

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA



Universidad Carlos III de Madrid
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos
Área de Ingeniería Térmica

ESTUDIO COMPARATIVO ENTRE CONDENSACIÓN POR AIRE Y POR AGUA PARA LA REFRIGERACIÓN DEL EDIFICIO JUAN BENET

Autor: GUILLERMO JIMÉNEZ RODRÍGUEZ

Tutor: AMANCIO MORENO RODRÍGUEZ

Junio 2011

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por haberme apoyado a lo largo de todos estos años como sólo ellos saben, estando siempre a mi lado. Sin su ayuda no hubiese sido posible que yo terminara mis estudios. Gracias a ellos soy quien y como soy y estoy orgulloso de ellos.

A mis amigos y compañeros con los que he recorrido y me he apoyado en esta etapa de mi vida, tanto en los buenos como malos momentos.

A la Universidad Carlos III y a todos los profesores con los que me he encontrado, sin ellos tampoco hubiese llegado hasta aquí.

A mi tutor, Amancio Moreno, cuyas enseñanzas y guía siempre con la mejor de las actitudes y disponibilidad han hecho posible la realización de este Proyecto.

ÍNDICE

Capítulo I: INTRODUCCIÓN	7
1.1. MOTIVACIÓN PERSONAL	8
1.2. OBJETIVO.....	9
1.3. METODOLOGÍA	9
Capítulo II: ESTUDIO PRELIMINAR.....	11
2.1. INTRODUCCIÓN.....	12
2.2. DIFERENCIAS ESENCIALES ENTRE AMBOS SISTEMAS	14
2.3. COMPARACIÓN SOBRE EL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	17
2.4. VENTAJAS Y DESVENTAJAS.....	20
2.5. CONSUMO ENERGÉTICO Y CONSERVACIÓN DEL MEDIO AMBIENTE	21
2.6. RIESGO SANITARIO EN LAS INSTALACIONES QUE CONDENSAN POR AGUA DE TORRE	23
2.7. ANTECEDENTES	24
Capítulo III: DATOS DE PARTIDA.....	27
3.1. SITUACIÓN DEL EDIFICIO	28
3.2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO.....	30
3.3. DATOS METEOROLÓGICOS	32
Capítulo IV: CARGA TÉRMICA DE DISEÑO	40
4.1. INTRODUCCIÓN.....	41
4.2. SELECCIÓN DE ZONAS	41
4.3. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	42
4.4. CARGAS DE TRANSMISIÓN.....	43
4.5. CARGAS DE RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS	48
4.6. CARGAS POR AIRE EXTERIOR. CARGA DE VENTILACIÓN	51
4.7. CARGA DE INFILTRACIÓN	54
4.8. CARGAS INTERNAS	54

4.9. CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN	57
Capítulo V: DEMANDA TÉRMICA, CÁLCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y CONSUMO ELÉCTRICO	59
5.1. DEMANDA TÉRMICA	60
5.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN	63
5.3. CONSUMO ELÉCTRICO	80
5.4. EFICIENCIA ENERGÉTICA	92
5.5. CONSUMO DE AGUA.....	97
Capítulo VI: ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL.....	99
6.1. INTRODUCCIÓN.....	100
6.2. EL REFRIGERANTE	101
6.3. IMPACTO AMBIENTAL.....	105
Capítulo VII: ESTUDIO ECONÓMICO	113
7.1. INTRODUCCIÓN.....	114
7.2. INVERSIÓN INICIAL.....	114
7.3. ESTIMACIÓN DEL COSTE ANUAL.....	116
7.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA	121
Capítulo VIII: CONCLUSIONES	125
Capítulo IX: BIBLIOGRAFÍA.....	128
ANEXO I: CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	131
COEFICIENTES DE CONVECCIÓN	132
MUROS EXTERIORES	134
SUELOS DE PLANTAS 1,2 Y 3	134
SUELOS DE PLANTA BAJA.....	135
CUBIERTA	135
VENTANAS.....	136
ANEXO II: PLANOS.....	137
PLANTA SÓTANO.....	138
PLANTA BAJA.....	139

PLANTA PRIMERA.....	140
PLANTA SEGUNDA	141
PLANTA TERCERA	142
ANEXO III: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	143
ENFRIADORA SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE EXTERIOR.....	144
ENFRIADORA SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA DE TORRE	145
TORRE DE REFRIGERACIÓN	146

Capítulo I

INTRODUCCIÓN

1.1. MOTIVACIÓN PERSONAL

Desde antes del inicio de mis estudios universitarios en la Universidad Carlos III de Madrid me han llamado la atención las informaciones referentes al problema derivado de la contaminación producida por el empleo de combustibles fósiles para la generación de energía, elemento, hoy en día, imprescindible para el desarrollo del ser humano en sociedad.

Asimismo, he seguido de cerca las diferentes actuaciones que, para paliar la mencionada problemática, se están llevando a cabo, tanto a nivel global, con acuerdos como el protocolo de Kioto o el protocolo de Montreal, como a nivel nacional o comunitario por los diferentes gobiernos de cada territorio decretando normativas acerca de aspectos que pueden contribuir a reducir la contaminación procedente del uso de los mencionados combustibles como son el Código Técnico de Edificación desde el Gobierno de España. Así como otras restricciones promulgadas desde la Comisión Europea para el Medio Ambiente con el propósito de lograr unos vehículos y edificios más eficientes desde el punto de vista medioambiental.

Por otra parte, el contexto histórico en el que se encuentra nuestro país, marcado por una fuerte crisis económica, conlleva la necesidad de encontrar las soluciones económicas más asequibles que garanticen el menor gasto posible de energía disminuyendo, además, la emisión de gases contaminantes.

Otra fuente de motivación han sido las asignaturas cursadas dentro del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid de la mano de profesores como Marcelo Izquierdo Millán, Marcos Vera Coello, Néstor García Hernando, Carlos Pérez Sánchez o Amancio Moreno Rodríguez, tutor del presente Proyecto. He destacado en todas las asignaturas cursadas dentro de dicho departamento y éstas han contribuido a continuar aumentando mi interés por la climatización, la transferencia de calor, la eficiencia energética y la sostenibilidad medioambiental.

En sintonía con lo expuesto en los párrafos anteriores y gracias también a la posibilidad que se me ha dado de realizar este Proyecto, ha crecido en mí la inquietud por dedicar mi futuro laboral en este campo.

1.2. OBJETIVO

El objetivo del presente Proyecto Fin de Carrera es poner de manifiesto las ventajas y desventajas que supone una instalación de climatización de condensación mediante agua de torre frente a la instalación de un sistema que condensa mediante aire exterior en un edificio público de la Comunidad de Madrid, para satisfacer la demanda de frío en verano según la legislación vigente, considerando las variables económicas de inversión inicial y consumo eléctrico y de mantenimiento, así como el impacto ambiental que supone una frente a la otra.

Para ello, se ha elegido el edificio Juan Benet de la Universidad Carlos III de Madrid, situado en el municipio de Leganés.

1.3. METODOLOGÍA

En la elaboración del Proyecto se ha seguido una metodología basada en las diferentes fases que se muestran a continuación:

1ª Fase:

Elaboración de un estudio preliminar describiendo las diferencias esenciales entre las instalaciones con sistema de condensación por aire y aquellas que condensan mediante agua de torre (Capítulo II).

2ª Fase:

Obtención de datos meteorológicos relativos a temperatura exterior del aire (temperatura seca) y temperatura de bulbo húmedo (temperatura húmeda) del año 2010, del lugar donde se ubica el edificio objeto de proyecto. (Capítulo III)

3ª Fase:

Definición y análisis del edificio, a fin de determinar los requerimientos exigidos por los mismos. Es decir, cálculo de los coeficientes de transferencia de calor (Anexo I) para determinar la carga térmica de transmisión del edificio.

4ª Fase:

Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración del edificio con el fin de obtener la demanda máxima de frío del edificio (Capítulo IV).

5ª Fase:

Obtención de la demanda térmica, cálculo del sistema de refrigeración, cálculo del consumo eléctrico y eficiencia energética para cada uno de los dos sistemas mediante una simulación a partir de las temperaturas seca y húmeda del verano de 2010 (Capítulo V).

6ª Fase:

Comparación de ambos sistemas mediante el estudio del impacto medioambiental y el cálculo de la amortización de una instalación frente a la otra (Capítulos VI y VII).

Capítulo II

ESTUDIO PRELIMINAR

2.1. INTRODUCCIÓN

Hoy en día, en la mayoría de aplicaciones de técnicas que requieren la extracción de calor (refrigeración) para el confort de recintos determinados o para el desarrollo de procesos industriales, se impone la transferencia de esta forma de energía que, cuando no puede aprovecharse como tal, se ha de evacuar en sumideros que históricamente se consideraban como inocuos e inagotables: habitualmente el aire atmosférico o los caudales y reservas de agua.

Además, en la elección de tales sumideros se ha tenido, y a día de hoy en muchos casos se sigue teniendo, poco en cuenta el consumo necesario de energía en función de la localización y del medio, así como del modo en el que se realiza el vertido de calor residual. En la elección del tipo de instalación o del sistema de condensación suele primar la inversión inicial de los equipos debido a la repercusión inmediata en el presupuesto de las ofertas comerciales. Pocas veces se incluye en el estudio de gestión y explotación del sistema, un cálculo comparativo del coste energético según el modo elegido. Esto conlleva una repercusión permanente en los gastos futuros, normalmente en constante aumento.

Por otra parte, el progresivo y veloz avance de los conocimientos medioambientales y del equilibrio térmico de la Tierra y el Universo ha ido poniendo en evidencia que la aparente sencillez y economía de utilizar los sistemas de transferencia de calor sensible al aire exterior, además de las limitaciones que imponga su temperatura, tiene algunos inconvenientes y elevados costes asociados al consumo energético y económico del proceso, a las consiguientes emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera y al posterior efecto invernadero, entre otros.

De esta forma, en muchos lugares, la utilización de sistemas de condensación por agua de torre reduce significativamente estos efectos, por lo que son recomendables en instalaciones que sean idóneas por la forma y cantidad de calor a disipar frente a los sistemas de condensación por aire exterior.

Los sistemas de condensación por agua de torre resultan especialmente útiles en procesos de refrigeración donde, en las épocas más cálidas, las temperaturas del aire exterior estén entre 30°C y 45°C, mayoritariamente en zonas de clima cálido y seco.

En los sistemas de condensación por aire exterior, la extracción de calor se efectúa prácticamente en su totalidad bajo la forma de calor sensible que es función del peso específico del aire, de su calor específico y de la variación de temperaturas que experimenta, cam-

biando la temperatura del aire sin afectar a su humedad específica o contenido en vapor de agua. En cambio, en los sistemas de condensación por agua de torre puede haber una pequeña transferencia en forma de calor sensible (normalmente entre un 8% y un 15%) y fundamentalmente una gran transformación en calor latente (superior al 85%), merced a la evaporación de un reducido caudal del agua puesto en circulación.

En los sistemas de condensación por agua se aprovecha el calor latente de vaporización del agua, es decir, el calor que ha de absorber para realizar su cambio de estado pasando de líquido a vapor.

Dependiendo de la climatología y de las características de la finalidad de la refrigeración y para las mismas condiciones de partida, los sistemas de condensación por agua pueden transferir entre 2 y 4 veces más energía calorífica con caudales de aire en movimiento menores. De esta forma, también se requiere menor potencia en ventiladores y, normalmente, menor nivel de presión sonora respecto a los sistemas de condensación por aire exterior. En contraposición, los sistemas de condensación por agua requieren consumo de agua directo y el funcionamiento de una bomba para el agua de recirculación entre el equipo y el sistema que ha de enfriar.

Cabe destacar que este consumo de agua no es tal en sentido estricto. Gran parte del agua se reintegra limpia a la atmósfera como consecuencia de la evaporación. Otra parte se vierte por las purgas a desagües aprovechables, y una pequeña parte procedente de arrastres cae al suelo y tiene incierto destino.

El ahorro energético que proporciona un sistema de condensación por agua frente a otro que condensa por aire exterior, especialmente limitando las puntos máximos de consumo, repercute favorablemente en ahorros directos de generación y distribución de la energía eléctrica, asimismo, al reducir las temperaturas y presiones de trabajo, ayuda a disminuir los picos de consumo eléctrico. Además, esto conlleva menores emisiones de dióxido de carbono y una mayor calidad del medioambiente.

Cabe destacar además que, si los sistemas de condensación por agua de torre no disponen de una correcta instalación y puesta a punto, así como de un adecuado mantenimiento, introducen el riesgo de proliferación y difusión de la enfermedad por legionella que, en su variedad de legionella pneumophila y serogrupo 1, puede resultar gravemente infecciosa para la salud de las personas.

La falta de atención o la injustificable ignorancia por parte de alguno o algunos de los agentes que intervienen en el sistema de refrigeración (instaladores, personal de mante-

nimiento, proyectistas y usuarios) ha desencadenado el riesgo en las condiciones sanitarias y en algunos casos, lamentablemente, la difusión y brotes de legionella.

Esta situación ha sido concluyente para la aparición de una estricta norma legal respecto a las instalaciones de riesgo, entre las que se incluyen los equipos de refrigeración de instalaciones que condensan por agua; reglamentación que se superpone a las exigencias y recomendaciones existentes de uso y mantenimiento que, desde hace tiempo, parecían olvidadas por muchos de los agentes involucrados en ellas.

Las crónicas de incidentes, oportunamente divulgadas por los medios de comunicación social con noticias sensacionalistas y, en muchos casos, equivocadas o incompletas han creado una alarma social, a veces desmesurada, sin que se aprecie un interés eficaz por su corrección a través de los mismos medios.

2.2. DIFERENCIAS ESENCIALES ENTRE AMBOS SISTEMAS

Las principales diferencias entre los sistemas de condensación por aire exterior y los sistemas de condensación por agua residen en los productos obtenibles originarios de la diferencia de medios que ponen en juego por su propia naturaleza.

Sistema de condensación por aire exterior.

Como se ha dicho anteriormente, en los sistemas que condensan por aire, el intercambio de energía calorífica se realiza en forma de calor sensible, determinado por el calor específico del aire, su caudal o gasto másico, el calor específico del aire y la variación de temperaturas que se experimenta en el proceso.

Este intercambio de energía calorífica viene determinado por la siguiente expresión:

$$Q_{AE} = m_a \cdot C_{Pa} \cdot \Delta T = 1,2 \cdot V_a \cdot \Delta T$$

Donde:

Q_{AE} = Calor intercambiado en el condensador (absorbida por el aire exterior) [kW].

m_a = Gasto másico de aire puesto en circulación [kg/s].

C_{pa} = Calor específico del aire, 1,01 [kJ/KgK].

ΔT = Variación de temperaturas que experimenta el aire puesto en circulación [°C].

V_a = Caudal volumétrico de aire puesto en circulación [m³/s].

El límite menor de enfriamiento está sujeto por la temperatura exterior del aire, es decir, por la temperatura seca del aire y un acercamiento a ella de unos 15 °C, valor a partir del cual se han realizado los cálculos del Proyecto.

Esto puede manifestar temperaturas mínimas de enfriamiento de 48 a 55 °C en las horas en las que se alcanzan las mayores temperaturas en verano, para temperaturas del aire exterior comprendidas entre 33 y 40 °C, temperaturas típicas del período estival en el municipio de Leganés, donde se sitúa el edificio objeto de estudio.

Sistema de condensación por agua de torre.

Asimismo, los sistemas de condensación por agua realizan el intercambio de energía calorífica del condensador en una reducida proporción en forma de calor sensible, determinado por el calor específico del aire, su gasto másico, su peso específico y por la diferencia de temperaturas que experimenta. Sin embargo, al contrario que en el caso del sistema de condensación por aire exterior, la mayor parte del intercambio energético se lleva a cabo según un proceso en el que entra en juego el calor latente de vaporización de una reducida parte del agua puesta en circulación.

De esta forma, el intercambio de energía calorífica en el condensador viene determinado por la siguiente expresión:

$$Q = Q_{AE} + Q_W$$

Donde:

Q = Potencia térmica total disipada [kW].

Q_{AE} = Calor absorbido por el aire exterior [kW].

Q_W = Calor disipado debido al agua [kW].

El calor disipado por el agua viene determinado mediante la siguiente expresión:

$$Q_W = m_W \cdot C_{v,W} = 1000 \cdot V_W$$

Donde:

m_W = Caudal másico del agua evaporada (aproximadamente un 2% del caudal circulante) [kg/s].

$C_{v,W}$ = Calor latente de vaporización del agua, 2550 [kJ/kg].

V_W = Caudal volumétrico del agua evaporada [m³/s].

El agua, con un valor de $C_{v,W} = 2550$ kJ/kg y con una densidad de $\rho_W = 1000$ kg/m³, tiene un factor de transporte muy alto en comparación con el aire. Es decir, requiere relativamente un pequeño volumen de aire en circulación y un reducido consumo de los ventiladores teniendo en cuenta el calor disipado. Aunque, hay que añadir el consumo de una bomba de recirculación adicional cuya potencia y consumo dependen de las distancias y estructura del sistema.

El límite menor de enfriamiento está sujeto, en este caso, por la temperatura de bulbo húmedo o temperatura húmeda del aire y salto térmico de 12 °C, con la cual se han realizado los cálculos del Proyecto.

Esto puede representar temperaturas de enfriamiento de 28 a 34 °C, en las horas en las que se alcanzan las mayores temperaturas en verano, para temperaturas de bulbo húmedo comprendidas entre 16 y 22 °C, temperaturas típicas centrales del día para período estival en el municipio de Leganés.

2.3. COMPARACIÓN SOBRE EL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

En este apartado se pretende comparar sobre el diagrama psicrométrico el sistemas de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire exterior.

El diagrama psicrométrico es la representación gráfica de las propiedades del aire húmedo, a una determinada presión total. Se representa en ordenadas la humedad absoluta, y en abscisas la temperatura seca del aire.

Atraviesan el diagrama una serie de isolíneas: de humedad relativa constante; de temperatura de bulbo húmedo y de saturación adiabática constantes, así como las líneas iso-entálpicas o isocoras.

Se han estudiado dos casos representativos de la meteorología en la época estival en el municipio donde se sitúa el edificio Juan Benet, Leganés.

En la siguiente tabla se muestran los datos meteorológicos más destacados para llevar a cabo esta comparación, para cada uno de los dos casos.

	CASO I	CASO II
Temperatura seca, T_{ext} [°C]	32	35
Humedad relativa, H_r [%]	42	50
Humedad específica, H_e [g/kg a.s]	12,5	17,5
Temperatura bulbo húmedo, T_{BH} [°C]	22	29,5
Temperatura de rocío, T_R [°C]	17,5	22,9
Presión de vapor [Pa]	2000	2780
Volumen específico	1,13	0,90
Caudal [m ³ /h]	1000	1000

Tabla 2.1

Caso I.

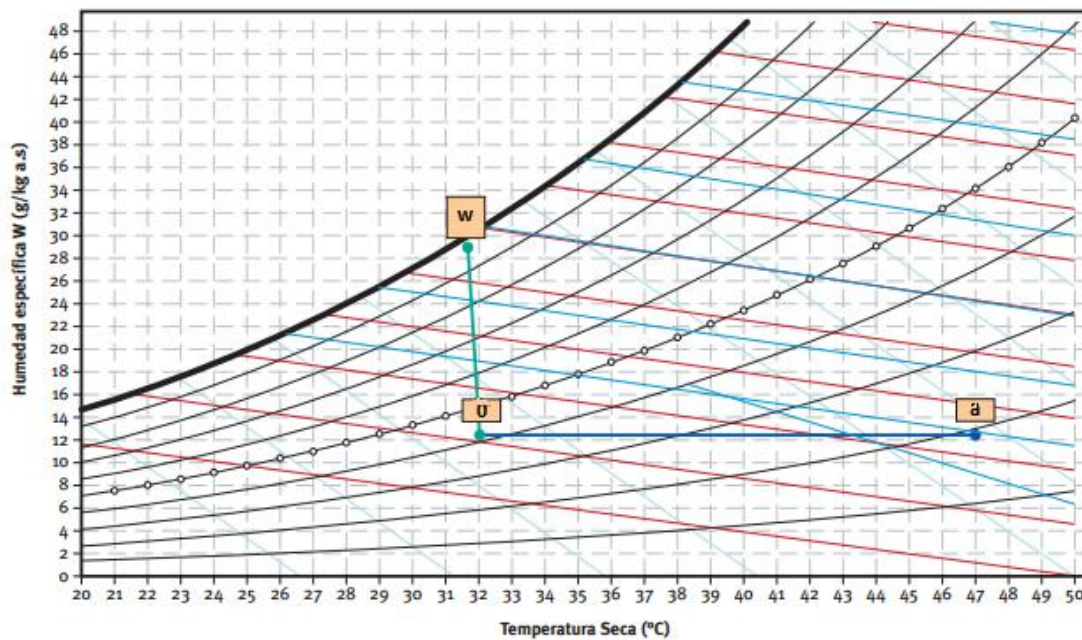


Figura 2.1

Del diagrama psicrométrico (fuente: IDAE) se pueden obtener las condiciones ambientales para el sistema de condensación por aire exterior (a) y para el sistema de condensación por agua (w) a partir de las condiciones de partida (0).

En la siguiente tabla se muestran las mencionadas condiciones:

	a	w
Temperatura seca, T_{ext} [°C]	47	31,5
Humedad relativa, H_r [%]	19	97
Humedad específica, H_e [g/kg a.s.]	12,5	29
Temperatura bulbo húmedo, T_{BH} [°C]	26	31
Variación de entalpía respecto a 0 [kJ/kg]	15,5	41,5

Tabla 2.2

Si tenemos en cuenta la variación entálpica entre las condiciones iniciales y las condiciones para cada uno de los tipos de condensación, como una proporción al intercambio de calor producido en el condensador se puede afirmar que, para este caso, el sistema de

condensación por agua enfría $41,5/15,5 = 2,7$ veces más que el sistema que condensa sólo mediante aire exterior.

Caso II.

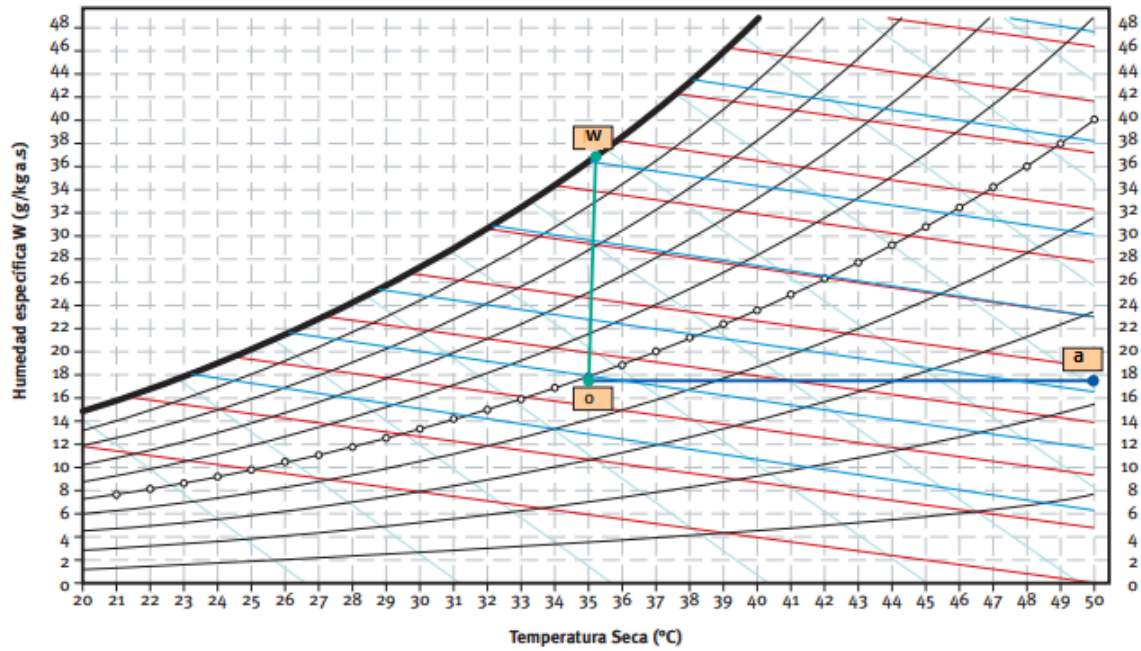


Figura 2.2

Al igual que para el primer caso, del diagrama **psicrométrico** (fuente: IDAE) se obtienen las condiciones ambientales para el sistemas de condensación por aire exterior (a) y para el sistema de condensación por agua a partir de las condiciones de partida (0).

En la siguiente tabla se muestran las condiciones para condensación por agua y condensación por aire exterior.

	a	w
Temperatura seca, T_{ext} [°C]	50	35
Humedad relativa, H_r [%]	23	98
Humedad específica, H_e [g/kg a.s.]	17,5	36,2
Temperatura bulbo húmedo, T_{BH} [°C]	29,5	35
Variación de entalpía respecto a 0 [kJ/kg]	15,5	48

Tabla 2.3

Teniendo en cuenta la variación entálpica entre las condiciones iniciales y las condiciones para cada uno de los tipos de condensación, como una proporción al intercambio de calor del condensador se puede afirmar que, para este caso, el sistema de condensación por agua enfría $48/15,5 = 3,1$ veces más que el sistema que condensa sólo mediante aire exterior.

2.4. VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Antes de centrarse en el cálculo numérico para el edificio objeto del Proyecto conviene hacer una mención a las ventajas y desventajas que supone, de forma genérica, el sistema de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire exterior para una misma disipación de calor requerida:

- a) Los equipos evaporativos (condensación por agua) requieren un consumo de energía eléctrica entre un 30 y un 50% menor al de condensación por aire exterior.
- b) Los equipos que condensan por agua suelen reducir el nivel de presión sonora frente a los que condensan por aire exterior. Además, si es necesario, pueden incorporar atenuadores.
- c) En la época estival, los equipos que condensan por agua, pueden conseguir temperaturas más bajas (entre 10 y 20 °C) frente a los que condensan por aire exterior.
- d) Los equipos que condensan por agua requieren un consumo directo de agua, así como un control de sus vertidos.
- e) Los equipos que condensan por agua requieren una apropiada gestión de la misma que consiste, ocasionalmente, en el tratamiento de agua de aporte. Asimismo, requieren permanentemente tratamiento, desinfección y saneamiento del agua y del equipo.
- f) Los equipos que condensan por agua están sometidos a una rigurosa legislación sanitaria, lo que repercute directamente en los gastos de mantenimiento frente a las instalaciones que condensan por aire exterior.

- g) Normalmente, las instalaciones que refrigeran por agua, requieren mayor espacio disponible para llevarlas a cabo debido a las torres de refrigeración.

2.5. CONSUMO ENERGÉTICO Y CONSERVACIÓN DEL MEDIO AMBIENTE

Una óptima gestión de la energía es una cuestión de interés nacional por diferentes motivos. Entre ellos destaca la dependencia por la compra, a otras potencias mundiales, de las materias primas (combustibles) para la generación e incluso de la propia energía eléctrica.

Asimismo, el aliciente se va acentuando por las presentes, y previsiblemente mayores, limitaciones y gravámenes económicos sobre las emisiones de dióxido de carbono. Estos gravámenes o penalizaciones económicas repercutirán sobre los usuarios particulares, aumentando el coste de su comodidad, y repercutirá también a las industrias, encareciendo los productos y servicios que comercialicen. También influirán negativamente en el nivel de competencia respecto a los productos importados así como en la exportación, a otros países, de los propios.

Por tanto, esta es una materia que atañe a los sectores industriales, a los comerciales y a los individuos, pues todos habrán de sobrellevar las cargas y consecuencias económicas. Asimismo, también atañe a la Administración Pública, que, en el futuro tendrá que reconducir el problema y más en un contexto de crisis económica en el que se encuentra nuestra nación.

Por otra parte, también cabe destacar el alcance que la gestión de la energía tiene sobre la calidad del Medio Ambiente. Sin embargo, a día de hoy, aun se percibe que tanto en las actitudes personales, como en las empresariales y en las de los poderes políticos a nivel mundial, que, a menudo, queda limitada a una cuestión retórica que se invoca como principio y se aprovecha como mecanismo de presión política o económica.

Sin embargo, parece ser que en la actual corriente o disposición de supremacía real de los fundamentos de mercado, la manera eficaz de intentar controlar la situación es invocar los principios a través del Medio Ambiente, penalizando los consumos poco responsables y anteponiendo y primando las gestiones de calidad en sintonía con el ahorro y la eficiencia energética.

La instalación de sistemas que condensan mediante agua de torre ha nacido, se ha desarrollado y ha alcanzado un lugar de referencia en todo el planeta como símbolo de ahorro energético en los procesos de disipación de calor o refrigeración en multitud de procesos industriales y de climatización de edificios.

Cabe destacar que las oficinas técnicas y de arquitectura van integrando, como producto de valor añadido, a sus proyectos, la protección del Medio Ambiente, que necesariamente conlleva el ahorro energético y la consecuente conservación de recursos naturales. Esto implica la instalación, en muchos casos, de sistemas de condensación por agua de torre frente a los sistemas de condensación por aire exterior.

Como se ha comentado anteriormente, uno de los orígenes de emisiones de dióxido de carbono lo constituyen las plantas generadoras de energía que consumen combustibles fósiles, en las que se puede aliviar la situación a través de la instalación de depuradoras eficientes de los gases emitidos; sin embargo, esto conlleva una fuerte carga económica y, en muchos casos, es inviable.

En el Capítulo VI de este mismo Proyecto, Estudio Medioambiental, se abarca más a fondo este tema, comparando el impacto ambiental que supone la instalación de un sistema frente al otro.

En verano, las instalaciones de refrigeración empleadas en atender la demanda de aire acondicionado, registran la demanda de mayor capacidad en los días y horas de máximo calor, precisamente cuando trabajan en las condiciones más desfavorables en cuanto a su eficiencia energética y, de este modo, generando la mayor demanda eléctrica para su correcto desempeño. En esos periodos, bastante largos en la mitad de la geografía peninsular, se hace más evidente el interés y justificación de la utilización de los equipos que integran la condensación mediante agua de torre a partir de ciertas dimensiones y capacidades.

La finalidad, conseguida y reconocida durante muchos años de la utilización de instalaciones que condensan por agua, es el ahorro energético debido a una mayor eficiencia de los sistemas frigoríficos y la reducción de las horas de funcionamiento. Con su empleo se reduce la potencia y el consumo de los motores del compresor, que además, no requieren una sobredimensión considerable debido a que la temperatura de condensación (temperatura de bulbo húmedo más el acercamiento) y, por tanto, la presión de condensación, son más estables que en los sistemas que condensan por aire exterior (temperatura seca del aire exterior).

Por ello, la expansión de la utilización de sistemas de condensación por agua de torre en instalaciones de tamaño adecuado, donde las ventajas económicas de los gastos de explotación pueden añadirse, en muchos casos, ventajas en los costes de compra e instalación.

Cabe destacar, que las ventajas de ahorro energético que proporcionan los sistemas que condensan por agua de torre frente a los que condensan por aire no se acaban en la propia instalación y en los ahorros para el gestor. Revierten directamente en las líneas de distribución; se alivia su carga reactiva al ajustar la potencia los motores a la carga real estable; y se demanda menos energía a las centrales o plantas de generación en horas punta. A los efectos de equilibrio ambiental, cabe considerar el consumo de agua de los sistemas que condensan mediante agua de torre en compensación del ahorro de agua que proporcionan al disminuir la demanda en los procesos de producción de energía.

2.6. RIESGO SANITARIO EN LAS INSTALACIONES QUE CONDENSAN POR AGUA DE TORRE

Como perjuicio para su empleo se les atribuye la procedencia de los brotes o casos de legionelosis que se divulgan a través de los medios de comunicación, cuando la verdad es que el porcentaje de brotes ciertamente debidos a las torres de refrigeración entre los años 1989 y 2000 fue del 24% (Fuente: IDAE), correspondiendo el resto a sistemas de Agua Caliente Sanitaria y otras instalaciones hospitalarias o de alojamiento. Asimismo, les corresponden entre el 10 al 45% de los brotes y del 2 al 10% de los casos registrados entre 1999 y 2004 (Fuente: Legionelosis, Casos declarados e información de brotes notificados a la Red Nacional de Vigilancia Epidemiológica. España 1999 a 2004). Cabe destacar que en los primeros años de uso de los sistemas evaporativos, incluyendo los primeros años del primer período mencionado la aplicación de las normas de saneamiento y desinfección fue, generalmente, muy deficiente e incluso inexistente para muchas de las instalaciones.

Una apropiada, oportuna y responsable aplicación de la legislación vigente, y las normas y recomendaciones para limpieza y desinfección de torres y condensadores han dado lugar a una reducción de la incidencia de casos o brotes y debería ser suficiente para erradicar la proliferación y dispersión de la bacteria desde estas instalaciones, reduciendo el peligro a niveles de excepción. En caso opuesto, podría deducirse que la legislación vigente no es la adecuada o que no es puesta en práctica con la firmeza y extensión necesarias.

Esta reglamentación, debida al riesgo sanitario de las instalaciones que condensan por agua de torre frente a las que condensan por aire exterior, ocasiona unos mayores costes de mantenimiento. Las empresas que ofrecen los servicios de mantenimiento de instalaciones frigoríficas suelen dar unos presupuestos entre un 25 y un 50% superiores para las instalaciones de equipos evaporativos. Esto se puede ver reflejado en el Capítulo VII de este mismo Proyecto, Estudio Económico.

Asimismo, el Anexo III de este mismo Proyecto estudia, más a fondo, la legionelosis, su prevención y la justificación de los elevados costes de mantenimiento.

2.7. ANTECEDENTES

Escasa es la información que se puede encontrar respecto a la comparación entre los sistemas de condensación por aire exterior y aquellos que condensan mediante agua de torre para un mismo edificio y capacidad.

Sin embargo, cabe destacar un estudio basado en datos estadísticos de funcionamiento de las unidades enfriadoras para la climatización de un hospital en Huelva publicado por la Asociación de Técnicos de Energía de Andalucía (ATEAN).

En el estudio se muestra una comparativa entre el funcionamiento de sistemas de condensación por agua de torre frente a la condensación por aire.

A través de esta comparación se puede hacer una idea de la magnitud de las diferencias entre las demandas y consumos energéticos según se emplee condensación por aire o condensación por agua mediante torres de refrigeración en la instalación de climatización del Hospital Juan Ramón Jiménez.

La partida del estudio del Jefe del Servicio de Mantenimiento del Hospital Juan Ramón Jiménez de Huelva, José Macías, considera la instalación de climatización general del hospital, de funcionamiento continuo las 24 horas del día, como corresponde a un centro sanitario de 600 camas aproximadamente.

La instalación funcionaba desde 2004 mediante condensación por agua. En el año 2005, debido a un inadecuado mantenimiento en tratamientos químicos antilegionella, se deterioró irremisiblemente el condensador de una de las unidades enfriadoras. Frente a esto

se propuso el reemplazo completo de la planta frigorífica y se sopesaron dos posibilidades: condensación por aire o por agua.

El primer proyecto contaba con la instalación de un sistema de condensación por aire, pero finalmente se inclinaron por la instalación de un sistema de condensación por agua de torre.

Para ello, se llevó a cabo el estudio y evaluación de las respectivas ventajas de tipo técnico, económico y medioambiental de cada una de ellas.

Al realizar el análisis se prescindió de considerar los consumos comunes a las dos opciones, como son los ventiladores de los climatizadores.

En el caso del sistema de condensación por aire exterior se consideraron dos posibilidades: temperaturas del aire exterior (temperaturas secas) de 32 y 35 °C, aunque teniendo en cuenta los datos meteorológicos de los últimos años puede tratarse de una suposición bastante mesurada si se observan los valores termométricos de los últimos veranos en los que se han superado ampliamente los valores citados. Concretamente, en Huelva se han superado los 40 °C en muchos días de los meses de julio y agosto de los últimos años.

En el caso del sistema de condensación por agua de torre se tomaron datos y capacidades de torres y bombas de circulación de agua de condensación. Asimismo, se partió de temperaturas de bulbo húmedo de 24 y 26 °C.

En el estudio se tuvieron en cuenta las siguientes hipótesis y factores:

- Para el sistema de condensación por aire se planteó utilizar 5 unidades enfriadoras de 5 kW cada una.
- En el caso de condensación por agua se emplearían 3 unidades enfriadoras de 1750 kW.

En el caso de condensación por aire debía llevarse a cabo una reforma de toda la instalación de la central frigorífica debido a que era imprescindible aumentar la potencia eléctrica instalada, pasando de 4 a 5 transformadores de 1000 kVA, más uno de 1600 kVA para alimentar la nueva maquinaria.

Sin embargo, en el caso de condensación por agua, sólo sería necesario sustituir las torres de refrigeración que había y las enfriadoras por otras cargadas con otro refrigerante (R 134a).

En este último caso, tampoco sería necesario incrementar la potencia eléctrica instalada, ya que sería la misma que inicialmente. Habría que montar 2 transformadores nuevos de 1000 kVA para garantizar la disponibilidad de toda la instalación y asegurar la cobertura de posibles ampliaciones.

En el estudio se estimó, para ambos sistemas, que se trabajaría en el caso más adverso, es decir, al máximo de su potencia durante el 70 % de su capacidad.

Los resultados, para el sistema de condensación por agua serían mejores debido a que la carga parcial de los ventiladores de las torres no funcionan todo el tiempo. Sin embargo, los ventiladores del sistema de condensación por aire normalmente no descansan, salvo que vengan provistos con variadores de frecuencia para regular la velocidad de giro.

Los resultados y conclusiones de este estudio muestran que la única ventaja de la condensación por aire es la ausencia garantizada de legionella pneumophila.

El sistema de condensación por aire presentó la principal desventaja en que su gasto energético y económico es superior.

Las ventajas de condensación por agua son apreciables: las instalaciones son más eficientes tanto energética como económicamente. El ahorro es claro: Más de 2150000 kWh y cerca de 165.000€, teniendo en cuenta el consumo de agua y gastos de mantenimiento.

Capítulo III

DATOS DE PARTIDA

3.1. SITUACIÓN DEL EDIFICIO

El edificio Juan Benet pertenece a la Universidad Carlos III de Madrid. Se ubica en el cruce entre las calles Butarque y Sabatini, en el centro de la localidad de Leganés, localidad situada al suroeste de la capital. Perteneciente a la Comunidad de Madrid.

Las coordenadas del edificio son las siguientes:

ALTITUD: 677 metros.

LONGITUD: 3,76° Oeste.

LATITUD: 40,33° Norte.

En el siguiente mapa se marca en rojo el municipio de Leganés, dentro de la Comunidad de Madrid.



La siguiente imagen muestra la vista aérea del edificio del Campus de la Universidad Carlos III en el entorno municipal de Leganés.



3.2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

El edificio se compone de cuatro plantas útiles. Planta baja, primera, segunda y tercera. Se pretende refrigerar todas ellas, no así la planta sótano.

El 46,5% de la fachada tiene orientación noroeste, el 39,6% sureste, el 8,6% este y el 5,3% suroeste. Repartidos de forma similar entre las distintas plantas.

El edificio cuenta con una superficie útil total de 3612,12 m².

A continuación se muestra una breve explicación de las plantas cuyo objetivo es refrigerar; las funciones de cada una y los datos más significativos y planos de las mismas. En el Anexo II de este mismo Proyecto se encuentran dichos planos con una mayor resolución.

Planta baja:

Dispone de una superficie de 1316,4 m² útiles, cuenta con cuatro aulas de clase en pizarra, una de ellas doble, dos aulas informáticas, conserjería, recepción, dos cuartos de baño y un gran hall en una de las entradas.



Figura 3.1

Planta primera:

Dispone también de una superficie de 1316,4 m² útiles. Asimismo, dispone de siete aulas de clase en pizarra, una de ellas doble, sala de juntas, dos cuartos de baño, una pasarela que comunica con el edificio Agustín de Betancourt, de la misma universidad.

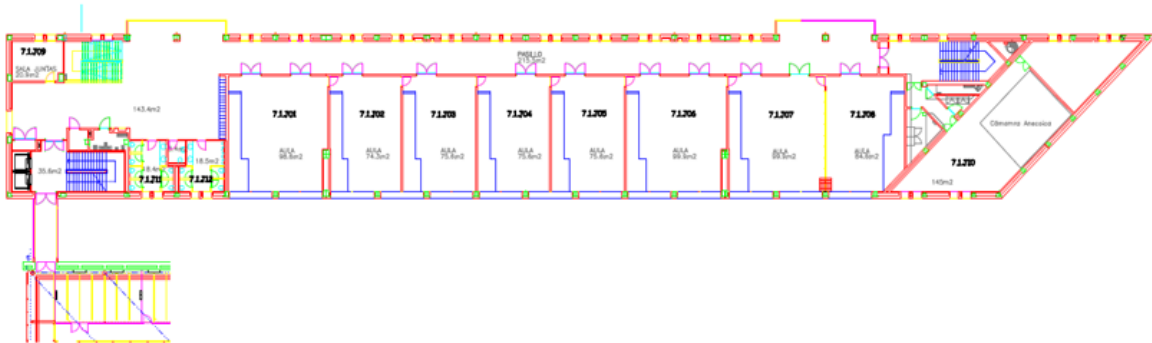


Figura 3.2

Planta segunda:

Dispone de una superficie de 1166,1 m² útiles. Similar a la primera planta; también dispone de siete aulas de clase en pizarra siendo una de ellas doble, dos cuartos de baño y un despacho.

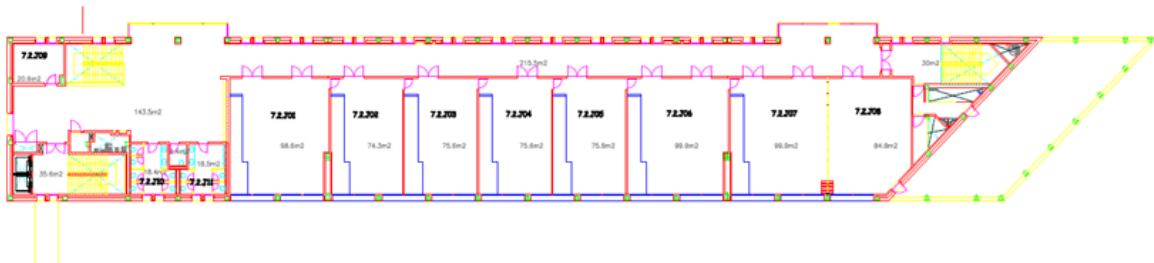


Figura 3.3

Planta tercera:

Dispone de una superficie de 1166,1 m² útiles. Dispone de 30 despachos, 26 de ellos individuales y 4 de ellos compartidos. Asimismo, 2 salas de reuniones y dos cuartos de baño.



Figura 3.4

3.3. DATOS METEREOLÓGICOS

Un aspecto esencial del Proyecto es el conocimiento de los datos de aquellas variables meteorológicas que se dan en los distintos meses de verano en el lugar de ubicación del edificio de la Universidad Carlos III Juan Benet, edificio objeto del trabajo.

Estos datos han sido tomados de los registros de la estación meteorológica hallada en el edificio Betancourt de la misma universidad.

En cuanto al periodo temporal de los datos utilizados han sido los registrados en el verano del año 2010.

Las mediciones de la estación meteorológica están realizadas cada 10 minutos. De este modo, se tienen 144 mediciones realizadas en las 24 horas del día de los cuatro meses de verano: junio, julio agosto y septiembre.

Las variables que se van a utilizar son:

- 1) Temperatura del aire seco o temperatura del aire exterior.
- 2) Temperatura húmeda o temperatura de bulbo húmedo.

Para el tratamiento de estos datos ha sido preciso importarlos a una hoja de Excel, desde ficheros de texto “.txt” en que se hallaban.

Temperatura del aire exterior (temperatura seca).

En los siguientes gráficos se muestran los valores diarios de temperatura seca del aire exterior media, máxima y mínima para cada uno de los días de los cuatro meses de verano:

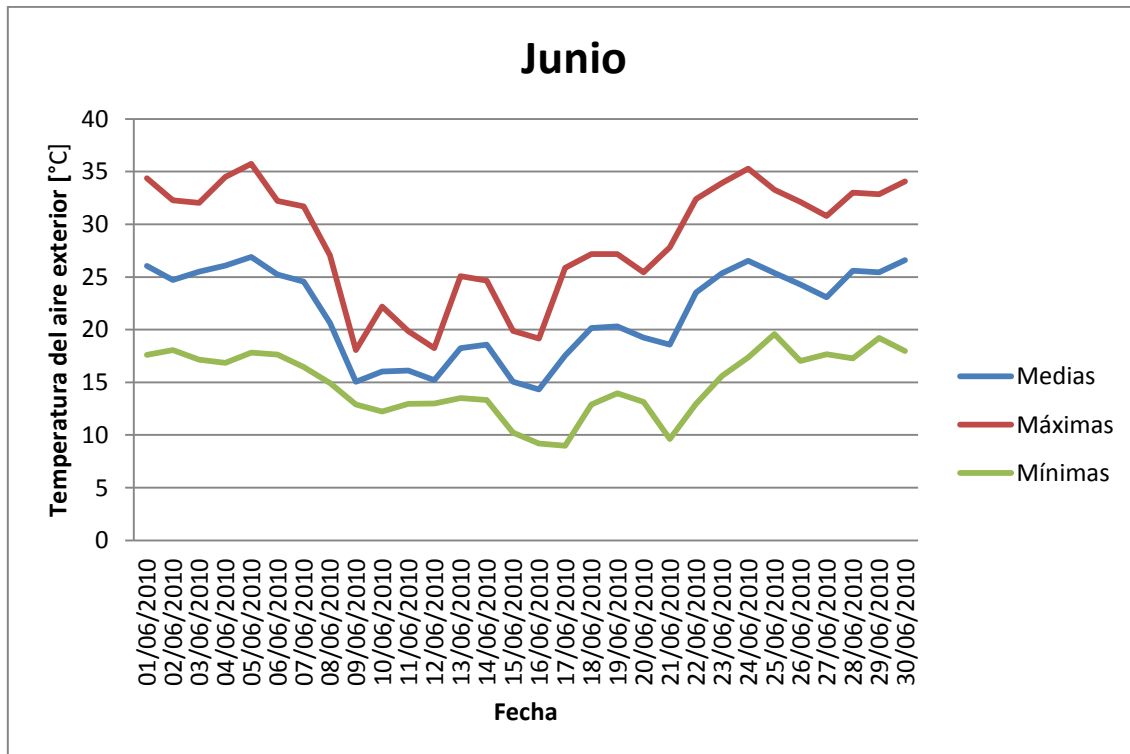


Figura 3.5

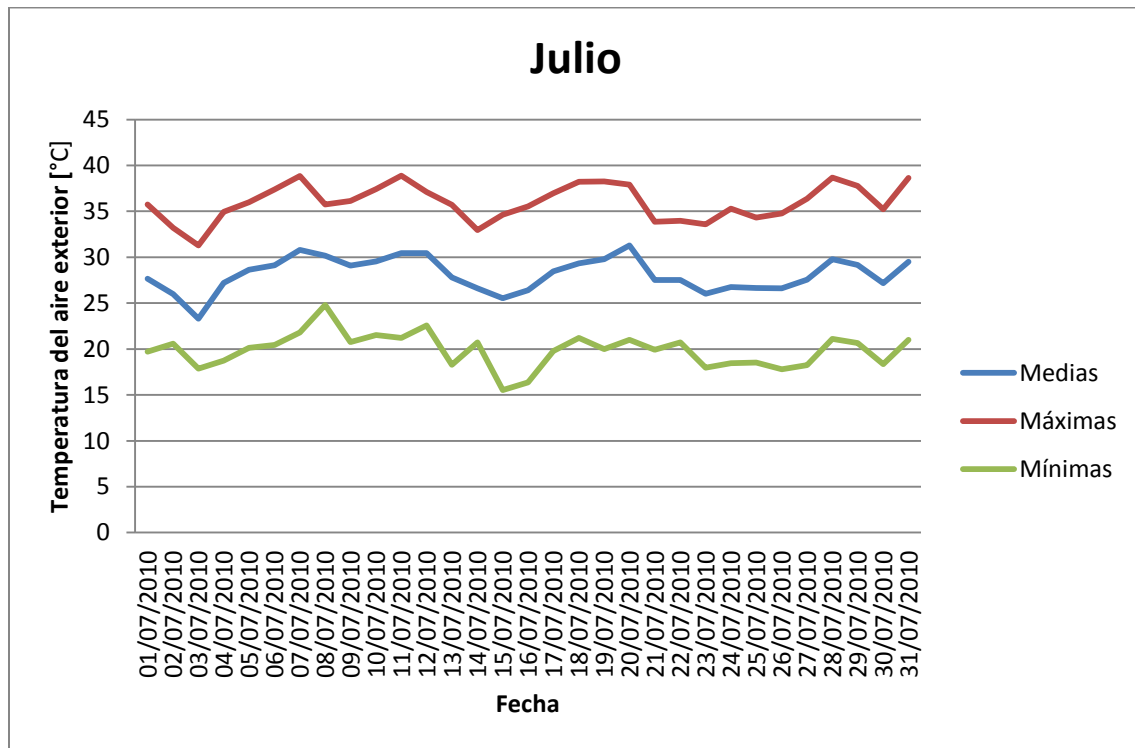


Figura 3.6

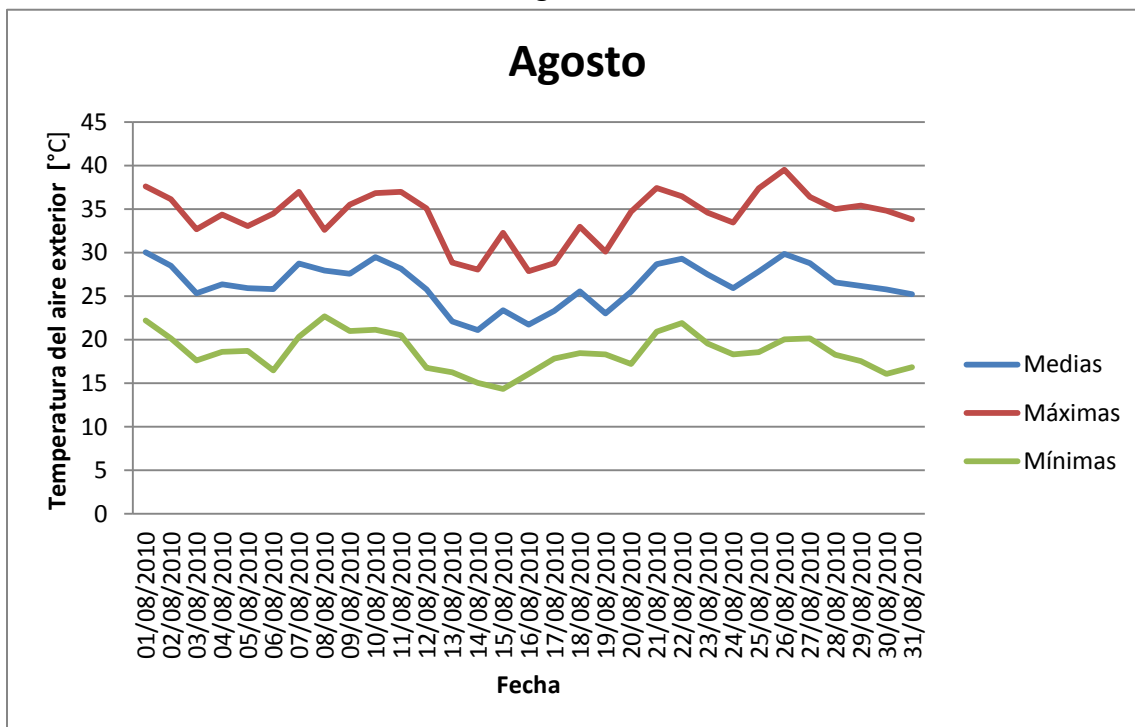


Figura 3.7

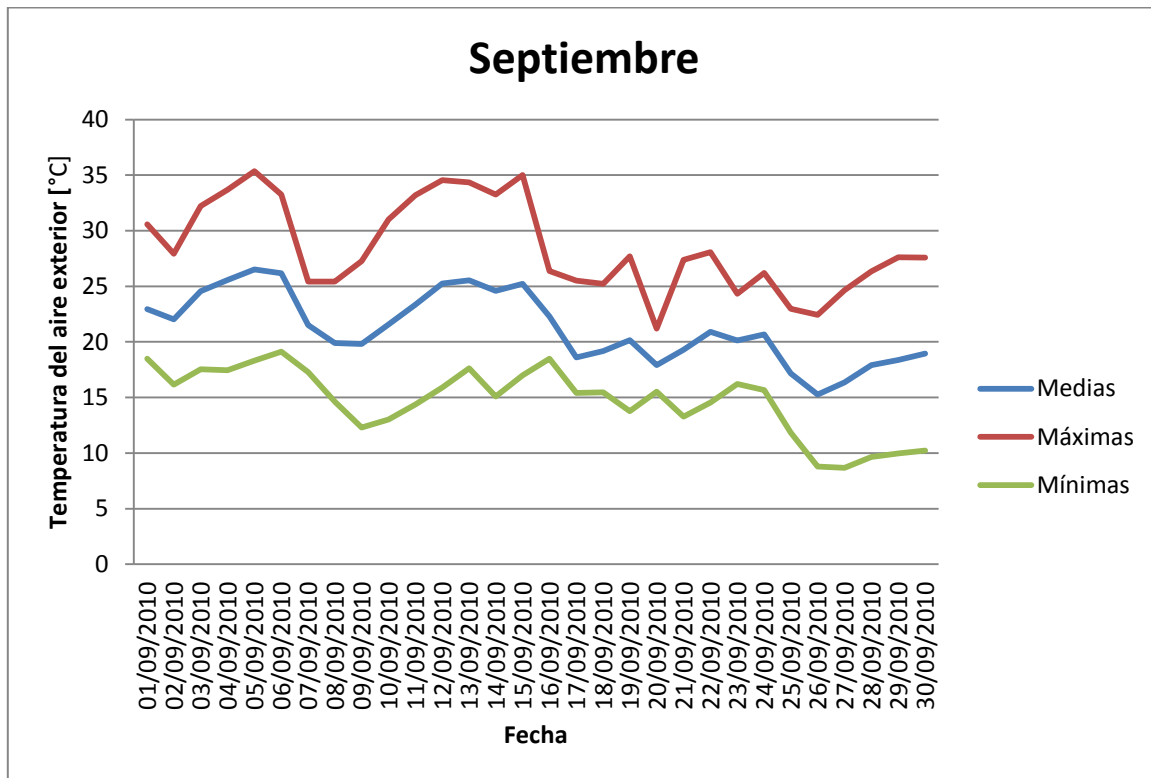


Figura 3.8

En la siguiente tabla se muestran los valores promedio de temperaturas secas del aire exterior de cada uno de los meses de verano:

Mes	Temperatura media [°C]
Junio	21,66
Julio	28,07
Agosto	26,35
Septiembre	21,25

Tabla 3.3

Los valores máximos de temperatura del aire exterior alcanzados en cada uno de los meses se muestran en la siguiente tabla. Asimismo, se muestra el día en que se producen:

Mes	Temperatura máxima [°C]	Día
Junio	35,74	5/06/2010
Julio	38,66	7/07/2010
Agosto	39,07	26/08/2010
Septiembre	25,05	5/09/2010

Tabla 3.1

En la siguiente tabla se muestra el tanto por ciento que la temperatura del aire exterior es superior a 26 °C, temperatura a partir de la cual el sistema comienza a refrigerar.

Mes	T > 26 °C [%]
Junio	26,22
Julio	59,74
Agosto	50,74
Septiembre	24,59

Tabla 3.2

Temperatura de bulbo húmedo (temperatura húmeda)

En los siguientes gráficos se muestran los valores diarios de temperatura de bulbo húmedo media, máxima y mínima para cada uno de los días de los cuatro meses de verano.

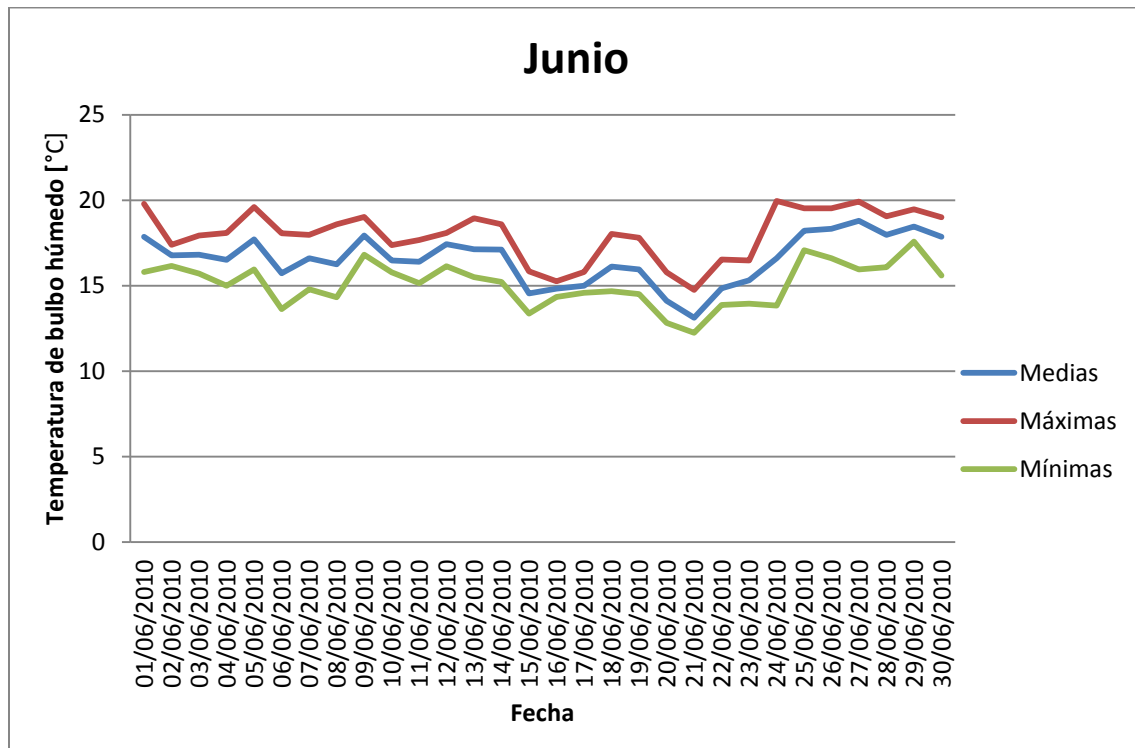


Figura 3.9

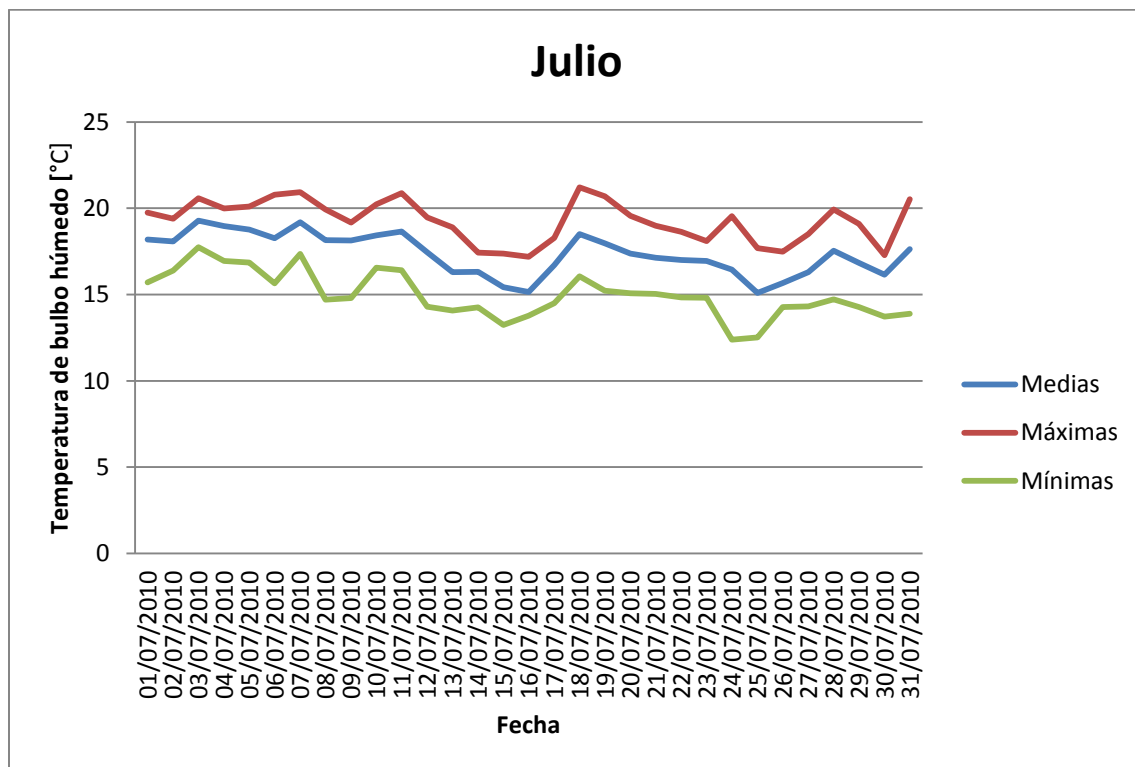


Figura 3.10

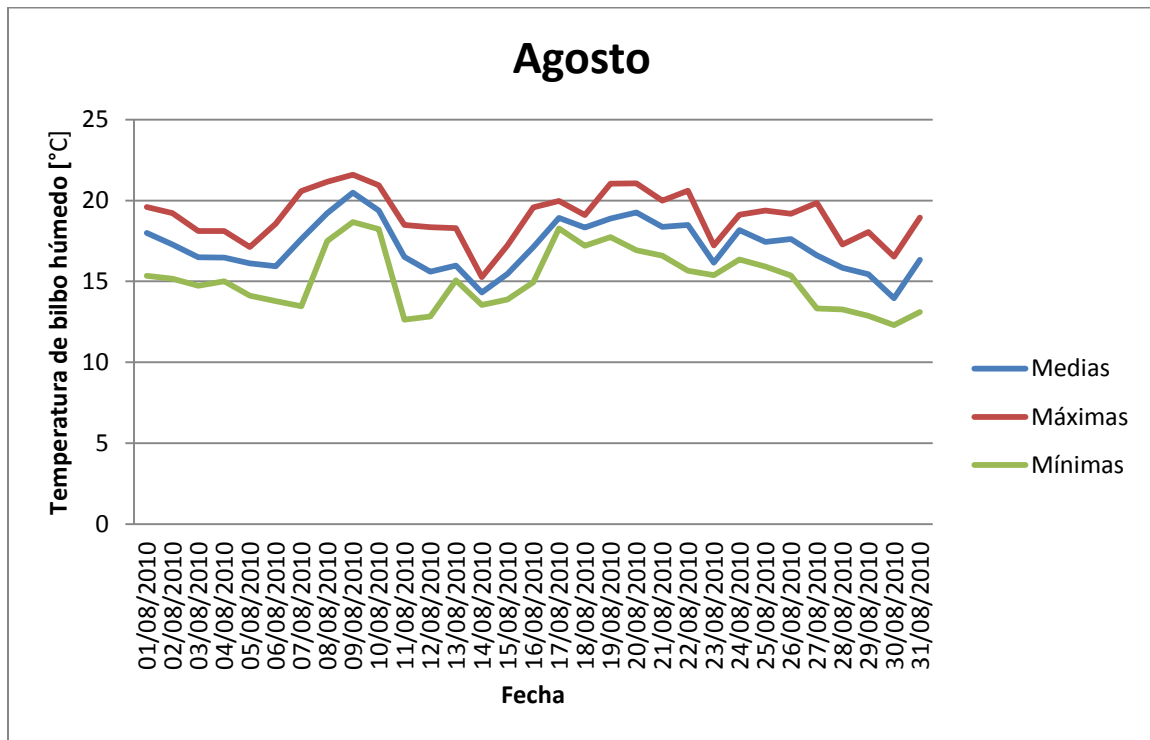


Figura 3.11

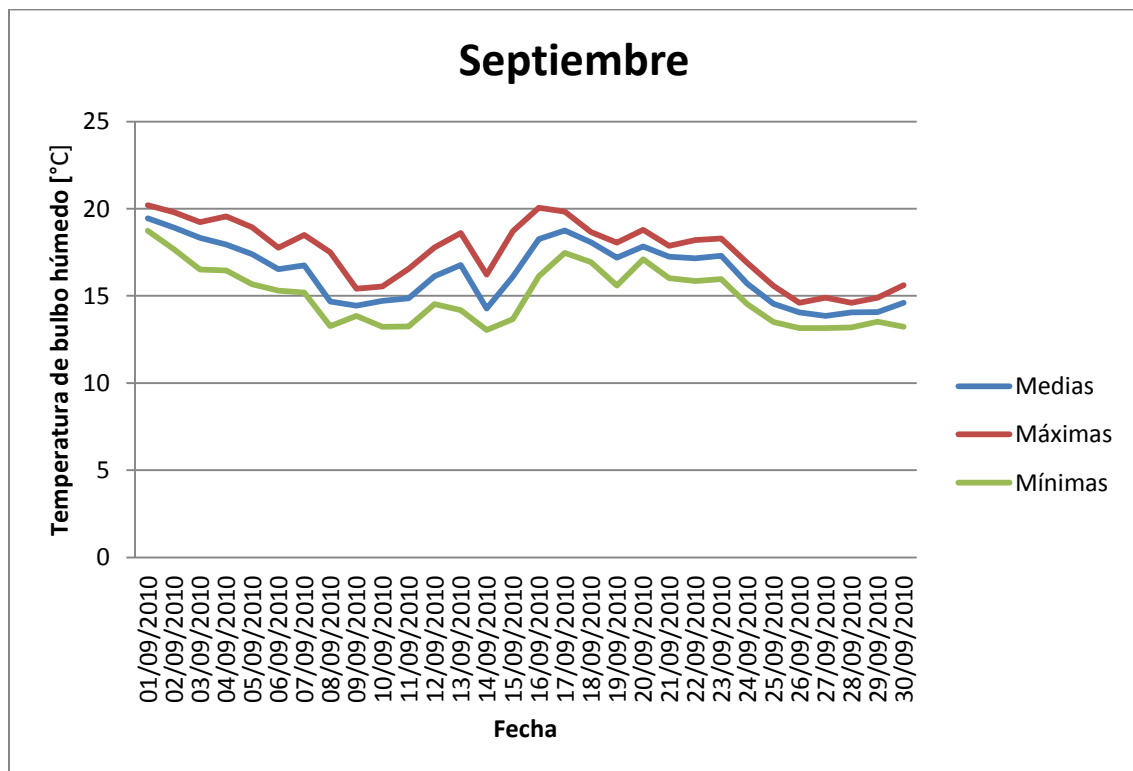


Figura 3.12

En la siguiente tabla se muestran los valores promedio de temperaturas de bulbo húmedo de cada uno de los meses de verano:

Mes	Temperatura media [°C]
Junio	16,55
Julio	17,76
Agosto	17,55
Septiembre	16,33

Tabla 3.4

Capítulo IV

CARGA TÉRMICA DE DISEÑO

4.1. INTRODUCCIÓN

Cuando se diseña una instalación térmica, ya sea para refrigerar o calefactar la misma, lo primero que hay que calcular, del modo más preciso y eficaz posible, es la potencia térmica necesaria para cubrir la demanda de frío y/o de calor que requerirá dicha instalación. Para ello es necesario hacer un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles como latentes. Dicho balance es conocido como el cálculo de cargas térmicas del edificio.

4.2. SELECCIÓN DE ZONAS

Para calcular las cargas térmicas del edificio en verano se diferencian zonas que posean variaciones de cargas térmicas similares. En este sentido, la división se ha realizado entre la planta baja, las plantas primera y segunda y la planta tercera.

La orientación, la superficie y distribución para todas las plantas es muy similar. Donde se ha tenido en cuenta esta diferenciación para el cálculo de las cargas térmicas es, principalmente, en las ganancias de calor que produce la cubierta del edificio en la tercera planta así como que el suelo de la planta baja junta con un local no climatizado (el sótano).

La zona 1 engloba la planta baja, la zona 2 engloba las plantas primera y segunda, y, la zona 3 la tercera planta.

De este modo, la planta sótano no se tiene en cuenta para el cálculo de cargas térmicas, se tomará como un local no climatizado. Para la planta baja y tercera se climatizarán por separado y, para las plantas primera y segunda, a efectos de cálculo, los datos de cargas térmicas se han obtenido para una planta de ellas, siendo el resultado final el doble que el calculado.

4.3. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

En este apartado se va a proceder a calcular las cargas máximas del edificio Juan Benet para los meses de verano.

La carga térmica agrupa a todos los fenómenos que afectan a la temperatura y humedad del local. Se suele clasificar, como cargas sensibles, las que afectan a la temperatura seca del aire y como cargas latentes, las que modifican la humedad del aire.

De forma general, se tienen en cuenta los siguientes tipos de cargas térmicas:

- Cargas de transmisión
- Cargas de radiación a través de superficies acristaladas
- Cargas por aire exterior (ventilación e infiltración)
- Cargas internas

Se diferencian los periodos de verano e invierno puesto que los componentes de las cargas térmicas no son los mismos para ambos períodos. En este Proyecto sólo interesa calcular las cargas térmicas en verano o cargas de refrigeración.

De esta forma, para el cálculo de las ganancias de calor producidas en los meses de verano se ha utilizado la siguiente expresión:

$$Q = Q_{TRANSMISIÓN} + Q_{RADIACIÓN} + Q_{INTERNAS} + Q_{AIRE\ EXTERIOR}$$

A esta carga de refrigeración obtenida se le aplica un coeficiente de seguridad de un 10%. Para el cálculo de esta carga se han estudiado los meses de Julio y Agosto del año 2010, obteniéndose el máximo de carga térmica para el edificio Juan Benet para las quince horas solares del 26 de Agosto.

4.4. CARGAS DE TRANSMISIÓN

Estas cargas se refieren a ganancias de calor que se obtienen por transmisión a través de los cerramientos de los locales debido a la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior.

Los resultados se obtienen a partir de la siguiente expresión, que nos la proporciona el Manual de Aire Acondicionado de Carrier:

$$Q_{TRANSMISIÓN} = K \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde:

$Q_{TRANSMISIÓN}$ = Carga térmica de transmisión [W].

K = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K].

A = Área del cerramiento [m²].

ΔT = Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior [°C].

Esta expresión solamente es correcta en régimen estacionario. Sin embargo, la temperatura exterior y la radiación solar sobre los cerramientos son variables a lo largo del día. Los muros almacenan calor y lo transmiten, con el paso de las horas, hacia el interior. Este fenómeno se conoce como “inercia térmica”. Por tanto, se va a utilizar el método indicado en el “Manual de Aire Acondicionado” de Carrier, este método sustituye la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior por una diferencia de temperaturas equivalente que ya tiene en cuenta la corrección de dicho efecto:

$$Q_{TRANSMISIÓN} = K \cdot A \cdot \Delta T_E$$

La diferencia de temperaturas equivalente se obtiene de la siguiente expresión:

$$\Delta T_E = a + \Delta T_{ES} + b \cdot \left(\frac{R_s}{R_m} \right) \cdot (\Delta T_{EM} - \Delta T_{ES})$$

Donde:

α = Factor de corrección proporcionado por la Tabla 20A del Manual de Carrier. Tiene en cuenta la oscilación media diaria (OMD) y la diferencia entre la temperatura exterior e interior.

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared. En el edificio Juan Benet las paredes son ladrillo cara vista, color medio: $b = 0,78$.

ΔT_{EM} = Diferencia de temperatura equivalente a la hora considerada para la pared soleada. Se obtiene de la Tabla 19 y 20 del Manual de Carrier, dependiendo si estamos ante un muro o una cubierta [°C].

ΔT_{ES} = Diferencia de temperatura equivalente a la hora considerada para la pared a la sombra. Se obtiene de la misma forma que el anterior [°C].

R_s = Máxima insolación correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en caso de pared) u horizontal (techo). Se obtiene de la Tabla 15 del Manual de Carrier [W/m²].

R_m = Máxima insolación en el mes de Julio, a 40 ° latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (pared) u horizontal (techo). Se obtiene de la Tabla 15 del Manual de Carrier [W/m²].

La expresión de la diferencia de temperatura equivalente corregida para el cálculo del suelo de la planta baja, ya que se ha tomado el sótano como local no climatizado, es la siguiente:

$$\Delta T_E = \frac{T_{EXTERIOR} + T_{INTERIOR}}{2} - T_{INTERIOR}$$

Las paredes a la sombra no se ven afectadas de la misma forma por la radiación solar. Se utiliza la siguiente expresión para la diferencia de temperatura corregida:

$$\Delta T_E = \Delta T_{ES} + \alpha$$

Para superficies acristaladas que separan el interior de un local con el exterior, el cálculo de la diferencia de temperaturas equivalente es el siguiente:

$$\Delta T_E = T_{EXTERIOR} - T_{INTERIOR}$$

El área de muros, ventanas, suelos y cubierta se muestran en la siguiente tabla.

ZONAS	ORIENTACIÓN	ÁREA MURO [m ²]	ÁREA VENTANAS [m ²]	ÁREA SUELOS L.N.C. [m ²]	ÁREA CUBIERTA [m ²]
1	NO	332,29	64,31		
	SE	287,80	55,70		
	E	76,50	0,00		
	SO	47,26	7,38		
	HORZTAL.			1316,39	0,00
2	NO	289,40	107,19		
	SE	262,06	61,14		
	E	76,50	0,00		
	SO	50,21	4,43		
	HORZTAL.			0,00	77,45
3	NO	319,20	61,78		
	SE	270,79	52,41		
	E	76,50	0,00		
	SO	50,21	4,43		
	HORZTAL.			0,00	1161,49

Tabla 4.1

Cabe destacar que para los valores desiguales entre las plantas primera y segunda se han promediado para la zona 2, este es el caso de todos los cerramientos verticales. De este modo, para el valor de la cubierta se ha dividido entre 2 el valor de la cubierta de la primera planta.

Para el cálculo de ΔT_E perteneciente a la hora de diseño se han calculado los parámetros que se indican a continuación.

CERRAMIENTO	ORIENTACIÓN	$\alpha[^\circ\text{C}]$	$R_s[\text{W}/\text{m}^2]$	$R_m[\text{W}/\text{m}^2]$	ΔT_{ES}	ΔT_{EM}	ΔT_E
Muro ext.	NO	-0,9	276,92	295,40	2,2	3,6	2,32
	SE	-0,9	415,07	366,31	0,6	6,90	5,27
	E	-0,9	509,72	515,51	0,6	11,7	8,26
	SO	-0,9	415,07	366,31	1,4	3,6	2,44
Cubierta	HORZTAL.	-0,9	673,34	732,65	4,9	18,70	13,89

Tabla 4.2

Se ha entrado en las tablas del Manual de Carrier con los pesos por metro cuadrado de los cerramientos calculados en el Anexo I. Asimismo, se ha considerado la hora de diseño las 15h solares.

Para las superficies acristaladas, la diferencia de temperatura equivalente corregida, es $\Delta T_E = 14,1\text{ }^\circ\text{C}$.

Asimismo, para la diferencia de temperatura equivalente corregida para el cálculo del suelo de la planta baja se ha tomado $\Delta T_E = 7,05\text{ }^\circ\text{C}$.

En la Tabla 4.3 se muestran las cargas térmicas por transmisión para cada una de las zonas en función de la orientación. Se incluyen las cargas térmicas a través de todos los muros, ventanas, cubiertas y suelos.

Para los coeficientes de transferencia de calor se han utilizado los calculados en el Anexo I. Para el área de cada una de las zonas se ha utilizado los valores de la Tabla 4.1.

Teniendo en cuenta la expresión $Q_{\text{TRANSMISIÓN}} = K \cdot A \cdot \Delta T$, se procede a calcular la carga térmica de transmisión para todas las zonas.

ZONAS	ORIENTACION	MUROS [W]	VENTANAS [W]	CUBIERTA [W]	SUELOS [W]
1	NO	370,04	3536,40		
	SE	728,02	3062,94		
	E	303,31	0,00		
	SO	55,35	405,82		
	HORZTAL.				6310,77
2	NO	322,26	5894,38		
	SE	662,90	3362,09		
	E	303,31	0,00		
	SO	58,81	243,60		
	HORZTAL.			484,10	
3	NO	355,46	3397,28		
	SE	684,99	2882,03		
	E	303,31	0,00		
	SO	58,81	243,60		
	HORZTAL.			7266,21	

Tabla 4.3

A continuación se muestran las cargas térmicas de transmisión para cada una de las zonas:

ZONAS	CARGAS [W]
1	14772,82
2	22661,68
3	15081,69

Tabla 4.4

Para la zona 2 se ha tenido en cuenta la primera y la segunda planta. Se ha hecho el cálculo sólo para una de ellas, promediando las desigualdades y se ha duplicado su valor de carga térmica.

Sumando todas las cargas y aplicando un 10% de coeficiente de seguridad tenemos:

$$Q_{\text{TRANSMISIÓN}} = 57767,81 \text{ W}$$

4.5. CARGAS DE RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS

Estas cargas surgen como consecuencia de la radiación solar que incide sobre las superficies acristaladas. La expresión utilizada para el cálculo de dichas cargas es la siguiente:

$$Q_{RADIACIÓN} = I_{HORARIA} \cdot A \cdot fs \cdot fcorr$$

Donde:

$I_{HORARIA}$ = Radiación solar horaria máxima para la orientación y la época considerada [W/m^2].

A = Área de superficie acristalada sobre la que incide la radiación solar directamente [m^2],

fs = Factor de sombra. Fracción de superficie acristalada sobre la que incide el sol.

$fcorr$ = Factor de corrección.

La radiación solar para cada una de las orientaciones se muestra en la siguiente tabla para el mes de Agosto a las 15 horas para una latitud $40^\circ N$, considerándose esta la situación más desfavorable.

ORIENTACIÓN	$I_{HORARIA}$ [W/m^2]
NO	252
SE	150
E	98
SO	303

Tabla 4.5

La superficie total acristalada para cada orientación es la siguiente:

ORIENTACIÓN	A [m ²]
NO	340,47
SE	230,39
E	0,00
SO	20,67

Tabla 4.6

Muchas de las ventanas del edificio se encuentran protegidas de la radiación directa, de forma que no se ven afectadas más que por radiación difusa. Las ventanas de la orientación noroeste se encuentran en un plano muy retrasado respecto a la fachada. Por otra parte, muchas de las ventanas de la orientación sureste se encuentran afectadas por la proyección del edificio Agustín de Betancourt. De esta forma, el porcentaje medio de superficie acristalada sobre la que incide el sol, teniendo en cuenta la situación de las ventanas, para estas condiciones y en función de la orientación, se muestra en la siguiente tabla:

ORIENTACIÓN	f _s [%]
NO	19
SE	7
E	-
SO	42

Tabla 4.7

Los valores de radiación solar deben ser corregidos mediante la aplicación del factor de corrección debido a distintos aspectos, como son la distinta naturaleza del marco de la ventana, limpieza del ambiente, la altitud, el punto de rocío y el tipo de vidrio, ya que la distinta composición de los cristales produce absorber una fracción de radiación distinta en cada caso. Cabe destacar además, que otro dato a tener en cuenta es si existen persianas en el interior.

El factor de corrección considerado en el Proyecto para el tipo de ventana instalada en el edificio viene dado según los criterios siguientes, cuyos factores de corrección han sido obtenidos del Manual de Aire Acondicionado de Carrier:

- Con marco metálico: x1,17
- Debido al defecto de limpieza de la atmósfera: x0,9
- Altitud Leganés: 665m. Como sobrepasa los 300m de altitud sobre el nivel del mar, es necesario determinar el factor de corrección debido a la altitud mediante la siguiente expresión:

$$a = \frac{665}{300 \cdot 0,7} = 3,15 \%$$

Luego, el factor debido a la altitud es: x1,0315

Multiplicando todos los factores anteriores se obtiene el factor de corrección:

$$f_{corr} = 1,086$$

De esta forma, la carga de radiación solar a través de superficies acristalas para cada una de las orientaciones es la siguiente:

ORIENTACIÓN	CARGAS [W]
NO	15486,62
SE	2298,14
E	0,00
SO	2498,94

Tabla 4.8

Sumando las cargas anteriores y aplicando un coeficiente de seguridad de 10% tenemos:

$$Q_{RADIACIÓN} = 22312,07 \text{ W}$$

4.6. CARGAS POR AIRE EXTERIOR. CARGA DE VENTILACIÓN

En los locales a climatizar se debe introducir un caudal exterior que permita la renovación del aire interior aportando una calidad del mismo aceptable. Este aire exterior introducido es compensado con el mismo caudal de aire que es extraído o expulsado por ventanas y puertas. De esta forma, se mantiene la misma cantidad de aire seco en el local.

La carga de ventilación aporta una ganancia de calor sensible y de calor latente. Se han utilizado las siguientes expresiones para su cálculo:

Carga sensible de ventilación:

$$Q_{VENT,SENS} = V_{VENT} \cdot \rho \cdot C_{Pa} \cdot (T_{EXT} - T_{INT})$$

Carga latente de ventilación:

$$Q_{VENT,LAT} = V_{VENT} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_{EXT} - w_{INT})$$

Donde:

$Q_{VENT,SENS}$ = Carga sensible por ventilación [W].

$Q_{VENT,LAT}$ = Carga latente por ventilación [W].

V_{VENT} = Caudal de aire de ventilación [m³/s].

ρ = Densidad del aire de ventilación [kg/m³].

C_{Pa} = Calor específico del aire [J/KgK].

T_{EXT} = Temperatura seca exterior [°C].

T_{INT} = Temperatura seca interior [°C].

w_{EXT} = Relación de humedad exterior [Kg/Kg_{AIRE SECO}].

w_{INT} = Relación de humedad interior [Kg/Kg_{AIRE SECO}].

h_{fg} = Entalpía de cambio de fase del agua [J/kg].

Los datos h_{fg} , C_{pa} y ρ son constantes y sus valores son los siguientes:

$$h_{fg} = 2500000 \left[\frac{J}{Kg} \right]$$

$$C_{pa} = 1012 \left[\frac{J}{KgK} \right]$$

$$\rho = 1,225 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

Los datos de caudal de ventilación están normalizados y vienen indicados en la norma UNE-EN 13779, según el área y el número de personas. Se elige el más desfavorable, es decir, el que mayor caudal tenga.

La carga de ventilación se calcula, para verano, para el 100% de ocupación.

Para una calidad de aire interior media (IDA 2) y zona de no fumadores, se obtienen los siguientes datos de caudal de aire indicado:

$$V_{VENT,PERSONAS} = 0,0125 \left[\frac{m^3}{s} \text{ por persona} \right]$$

$$V_{VENT,\text{ÁREA}} = 8,34 \cdot 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \text{ por } m^2 \text{ de área a climatizar} \right]$$

En la siguiente tabla se muestran los valores de caudal de ventilación teniendo en cuenta el número de personas y el área total a climatizar en función de la zona del edificio. Para la zona 2, se ha considerado, en ambos casos, la suma de las plantas primera y segunda.

Zona	$V_{VENT}(\text{personas}) [m^3/s]$	$V_{VENT}(\text{área}) [m^3/s]$
1	1,121	0,76
2	1,927	1,289
3	0,702	0,697

Tabla 4.9

Se recuerda la temperatura interior:

$$T_{INT} = 26 [^{\circ}C]$$

Y la temperatura exterior, considerando la situación más desfavorable:

$$T_{EXT} = 39 [^{\circ}C]$$

Las relaciones de humedad exterior e interior se obtienen del diagrama psicrométrico.

Para las condiciones de verano ($T_{BH,EXT} = 19,6 ^{\circ}C$; $HR_{INT} = 50\%$):

$$w_{EXT} = 0,01 \left[\frac{kg}{kg_{AIRE SECO}} \right]$$

$$w_{INT} = 0,0088 \left[\frac{kg}{kg_{AIRE SECO}} \right]$$

Con estos datos, se calculan las cargas de ventilación por zonas. De la Tabla 4.9 se escogen los valores en función del número de personas para el 100% de la ocupación, al ser este el caso más desfavorable.

La Tabla 4.10 muestra las cargas de ventilación sensibles y latentes para cada una de las zonas.

ZONA	$Q_{VENT,SENS} [W]$	$Q_{VENT,LAT} [W]$
1	18066,15	4119,68
2	31055,72	7081,73
3	11313,50	2579,85

Tabla 4.10

Sumando todas las cargas y aplicando un coeficiente de seguridad del 10% se obtiene:

$$Q_{VENTILACIÓN} = 81638,29 W$$

4.7. CARGA DE INFILTRACIÓN

Las cargas de infiltración son flujos de signo contrario que entran en el habitáculo climatizado, creando un efecto negativo. Es muy difícil cuantificar la infiltración y por tanto se combate de una forma directa y sencilla. Es decir, se va a eliminar mediante un diseño adecuando el sistema de refrigeración, ajustando la presión interior a un valor mayor que la presión existente en el exterior. De esta forma se evita que entren flujos al edificio.

Por lo tanto, no se consideran dentro del cálculo de cargas las producidas por infiltración porque el sistema se diseña para crear una sobrepresión en las zonas a climatizar, consiguiendo así que las fugas sean de dentro a fuera.

$$Q_{\text{INFILTRACIÓN}} = 0 \text{ W}$$

4.8. CARGAS INTERNAS

Este tipo de cargas se originan por la cantidad de calor sensible y latente que provocan la existencia de algún tipo de actividad dentro del local climatizado.

Generalmente, las cargas internas son emitidas por los ocupantes, los equipos y la iluminación del local.

La expresión que define la carga interna total es:

$$Q_{\text{INTERNAS}} = Q_{\text{PERSONAS}} + Q_{\text{ILUMINACIÓN}} + Q_{\text{EQUIPOS}}$$

Los ocupantes aportan calor sensible que afecta a la temperatura interior y calor latente que afecta a la humedad del ambiente. Las ganancias de calor se obtienen del Manual de Carrier, para una temperatura seca de 26°C y un grado de actividad “sentados, trabajo muy ligero” se obtiene:

$$Q_{\text{PERSONAS,SENS}} = 63 \left[\frac{W}{\text{persona}} \right]$$

$$Q_{PERSONAS,LAT} = 53 \left[\frac{W}{persona} \right]$$

La expresión utilizada en el cálculo de cargas debidas a las personas es la siguiente:

$$Q_{PERSONAS} = (Q_{PERSONAS,SENS} + Q_{PERSONAS,LAT}) \cdot N \cdot f_{simultaneidad}$$

Donde:

N = Ocupación máxima del local [personas]. Se ha tomado un valor de 450 personas.

$f_{simultaneidad}$ = Coeficiente indicativo de la ocupación del local. Para la carga de diseño se ha tomado un 0,7 para todas las estancias.

De esta forma, se obtiene las cargas debidas a la ocupación:

$$Q_{PERSONAS} = 36540 [W]$$

Para el cálculo de las cargas internas debidas a la iluminación se utiliza la siguiente expresión:

$$Q_{ILUMINACIÓN} = Q_{ILUM.m2} \cdot A \cdot f_{utilización}$$

Donde:

$Q_{ILUM.m2}$ = Valor de iluminación medio por metro cuadrado [W/m^2]. Se ha seleccionado un valor de 12 [W/m^2].

A = Superficie total iluminada [m^2].

$f_{utilización}$ = Factor indicativo de la utilización de la iluminación. 0,7 para el cálculo de la carga de diseño.

Se obtiene a continuación las cargas debidas a la iluminación:

$$Q_{ILUMINACIÓN} = 36582,3 \text{ [W]}$$

Para el cálculo de los equipos se ha utilizado la siguiente expresión:

$$Q_{EQUIPOS} = Q_{EMITIDO} \cdot N_{EQUIPOS} \cdot f_{utilización}$$

Donde:

$Q_{EMITIDO}$ = Calor emitido por el tipo de equipo [W].

$N_{EQUIPOS}$ = Cantidad de equipos existentes.

$f_{utilización}$ = Coeficiente que estima, de forma más desfavorable, la utilización de los equipos.

En la siguiente tabla se muestran los equipos y aparatos eléctricos más comunes que podemos encontrar en el edificio Juan Benet:

EQUIPO	$Q_{EMITIDO}$ [W]	$N_{EQUIPOS}$	$f_{UTILIZACION}$
CPU's	80	115	0,55
Monitores	55	90	0,70
Proyectores	60	35	0,40

Tabla 4.11

Con los datos anteriores se procede a calcular la carga interna debida a equipos. Se estima un 15% más de esta carga debido a otros aparatos eléctricos como teléfonos móviles, calculadoras, tabletas electrónicas, ordenadores portátiles, fotocopiadoras y otros dispositivos eléctricos y electrónicos.

$$Q_{EQUIPOS} = 10769,75 \text{ [W]}$$

Se procede a calcular la carga interna total sumando las cargas de los ocupantes, iluminación y equipos aplicándose un coeficiente de seguridad de 10%.

$$Q_{INTERNAS} = 83892,05 \text{ W}$$

4.9. CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN

Habiéndose calculado todas las ganancias de calor producidas en el edificio para las condiciones más desfavorables, se puede calcular la carga térmica de diseño, que se definió como la suma de las cargas de transmisión, radiación, internas y aire exterior:

$$Q = Q_{TRANSMISIÓN} + Q_{RADIACIÓN} + Q_{INTERNAS} + Q_{AIRE EXTERIOR}$$

De este modo:

$$Q = 245610,22 \text{ W} = 245,61 \text{ kW}$$

En el siguiente gráfico se muestra el reparto de cargas térmicas.

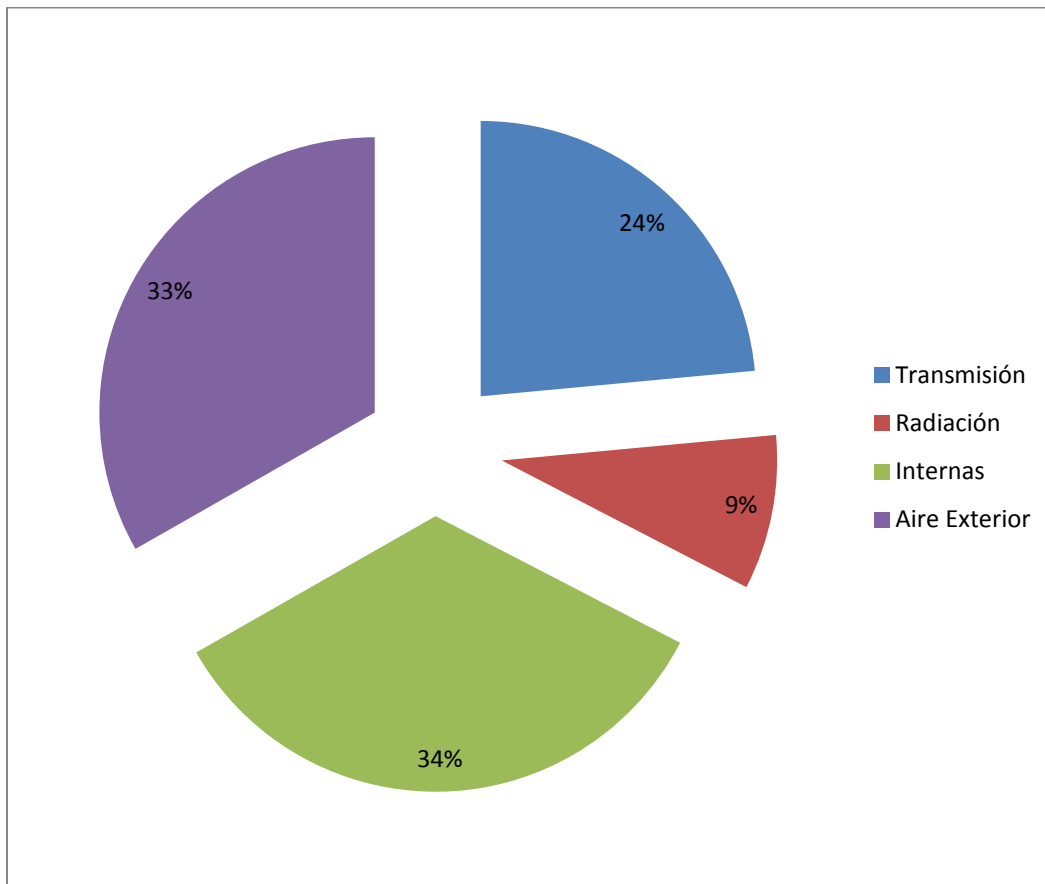


Figura 4.1

Capítulo V

DEMANDA TÉRMICA,

**CÁLCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERA-
CIÓN**

Y CONSUMO ELÉCTRICO

Una vez se ha obtenido la carga térmica de refrigeración para el edificio, el siguiente paso es calcular los parámetros de las máquinas necesarias para evacuar el calor y estimar un consumo energético para cada uno de los dos sistemas.

Primeramente se procede a calcular la demanda térmica, posteriormente el cálculo del sistema de refrigeración, consumo eléctrico y, por último, la eficiencia energética y el consumo de agua para el sistema evaporativo.

Se realiza una simulación con el fin de comparar ambos sistemas. Para ello se cuentan con las temperaturas secas y húmedas de los meses de verano del año 2010 en períodos de 10 minutos.

5.1. DEMANDA TÉRMICA

En la siguiente gráfica, se muestran las temperaturas exteriores a lo largo del día para tres días representativos del verano de 2010:

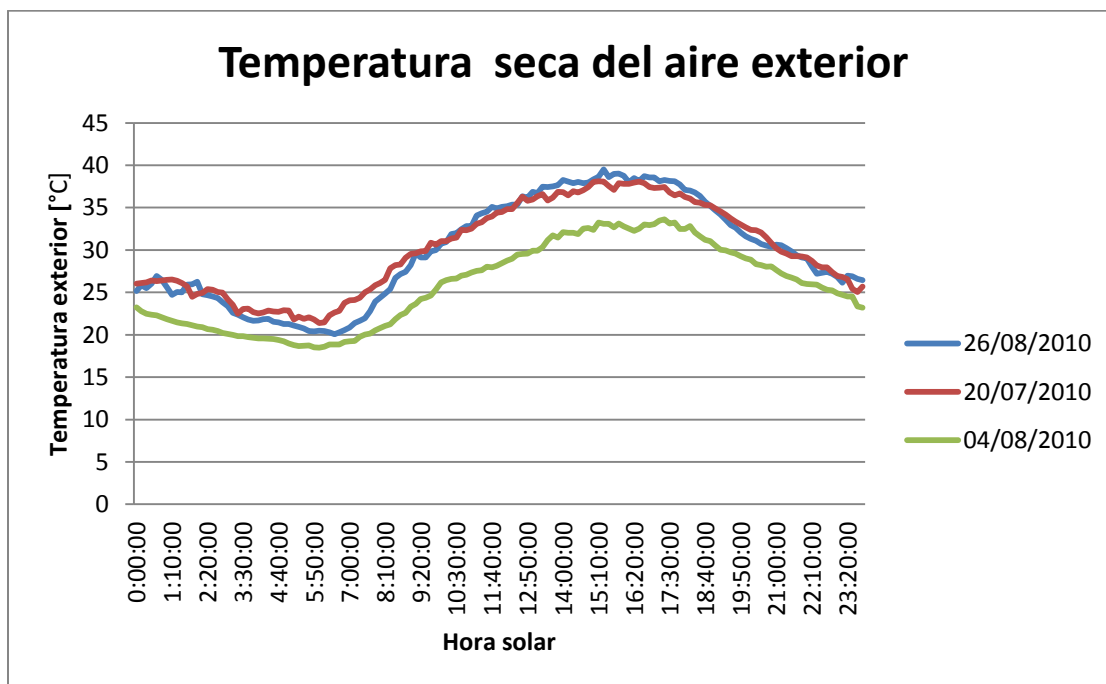


Figura 5.1

El 26 de agosto se registró la temperatura instantánea máxima del año; el 20 de julio fue el día de mayor temperatura media diaria; y, el 4 de agosto el día de menor desviación media respecto a la media de las temperaturas de verano.

El coeficiente global de transferencia de calor está definido en la siguiente ecuación. Este valor incluye toda la carga térmica; es una simplificación útil para simular la carga instantánea.

$$(K \cdot A)_G = \frac{Q_T}{T_{EXT} - T_{INT}}$$

Donde:

Q_T = Carga térmica de diseño para verano, 245610,22 [W].

Los valores de temperatura exterior y temperatura interior son los de diseño, es decir, 39 °C y 26°C respectivamente.

Sustituyendo, se obtuvo: $(K \cdot A)_G = 18,59 \text{ kW/}^\circ\text{C}$.

De esta forma se puede obtener la carga instantánea en función de la temperatura exterior:

$$Q_i = (K \cdot A)_G \cdot (T_{EXT} - T_{INT})$$

O bien:

$$Q_i = 18,59 \cdot (T_{EXT} - 26) [kW]$$

A partir de los datos de temperatura seca del aire exterior cada 10 minutos de cada uno de los días de verano del año 2010 se puede obtener la demanda térmica instantánea.

La demanda térmica a lo largo del día para los mismos tres días se muestra en la siguiente figura.

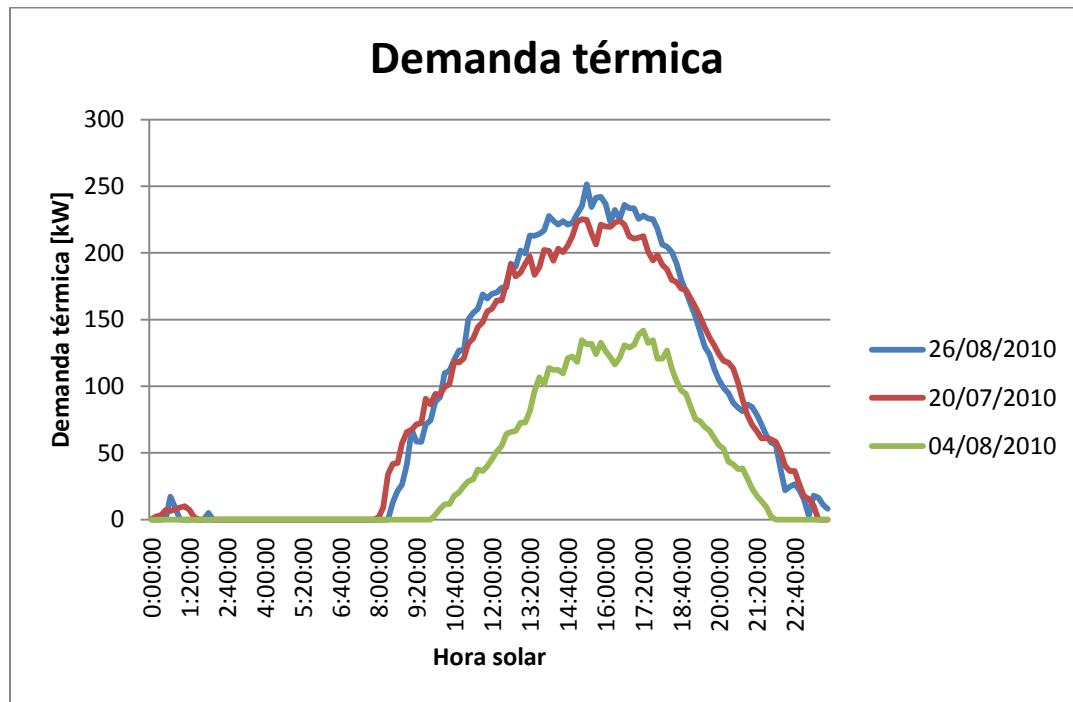


Figura 5.2

La demanda térmica diaria fue obtenida a partir de la ecuación $Q_i = 18,59 \cdot (T_{\text{EXT}} - 26)$ para los tres días antes mencionados. El pico observado para el día de máxima temperatura pico y para el día de máxima temperatura media estuvo entre las 14 y las 16 horas. Sin embargo, para el día de menor desviación media respecto a la media de las temperaturas de verano, el 4 de agosto, apareció entre las 16 y las 18 horas.

La demanda térmica para el 26 de agosto, el 20 de julio y el 4 de agosto fue de 2084,9 kWh, 2125,1 kWh y 935,1 kWh respectivamente.

Las temperaturas del verano de 2010 son instantáneas para cada 10 minutos. A partir de ellas se puede calcular la demanda térmica media diaria en kWh para cada uno de los meses de verano mediante la siguiente expresión:

$$Q_{\text{MM}} = \frac{\sum \frac{Q_i}{a}}{N}$$

Donde:

α = Cantidad de períodos de 10 minutos en una hora, 6.

N = Número de días de cada mes.

En la siguiente tabla se muestra la demanda térmica diaria media para cada uno de los meses de verano:

Mes	Demanda térmica [kWh]
Junio	497,98
Julio	1620,02
Agosto	1172,90
Septiembre	324,92

Tabla 5.1

5.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN

A partir de la demanda térmica para 2010 se procede a estimar un consumo y una eficiencia para cada uno de los dos sistemas: condensación por aire y condensación por agua.

El refrigerante utilizado es el R410A. Es el refrigerante más utilizado en la actualidad para equipos de climatización, según las estadísticas publicadas por la asociación de fabricantes nacionales. Además, este refrigerante está sustituyendo al R22 y al R407C desde 2005 en la mayoría de equipos del mercado. Se puede encontrar más información y justificación sobre la elección del refrigerante R410A en el Capítulo VII: Estudio Medioambiental.

Mediante el software SOLKANE 6.0.1, del fabricante Solvay, se pueden calcular las entalpías de cada punto del ciclo para una temperatura de condensación dada.

Sistema de condensación por aire exterior.

Las temperaturas de condensación se estiman, para el sistema de condensación por aire, mediante la siguiente expresión:

$$T_{CD} = T_{EXT} + 15 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

La temperatura del evaporador se fija en 5 °C, con un recalentamiento de 7 °C. Asimismo, se supone un subenfriamiento de 7 °C para el condensador. Se ignoran las pérdidas de presión. El rendimiento isentrópico es calculado por el programa de forma automática.

A continuación se define cada uno de los puntos del ciclo.

- Punto 1 y 6: Entrada al compresor. Salida del evaporador (vapor sobrecalentado).
- Punto 2 y 3: Fin de la compresión real. Entrada al condensador.
- Punto 2s: Fin de la compresión ideal, isentrópica.
- Punto 4: Salida real del condensador (líquido subenfriado).
- Punto 4': Salida ideal del condensador (líquido saturado).
- Punto 5: Salida de la válvula de expansión (mezcla bifásica).

Introduciendo en el programa SOLKANE 6.0.1 la temperatura de condensación anteriormente descrita para unos valores de temperatura seca del aire exterior enteros y comprendidos entre 26 °C y 40 °C, se obtienen los siguientes valores de entalpías, por unidad de masa, para los distintos puntos del ciclo de compresión mecánica:

T_{EXT}	$h_1=h_6$ [kJ/kg]	$h_2=h_3$ [kJ/kg]	$h_5=h_4$ [kJ/kg]
26	430,19	467,33	255,11
27	430,19	468,1	256,89
28	430,19	468,8	258,7
29	430,19	469,66	260,52
30	430,19	470,44	262,35
31	430,19	471,23	264,2
32	430,19	472,02	266,07
33	430,19	472,82	267,95
34	430,19	473,61	269,86
35	430,19	474,42	271,78
36	430,19	475,24	273,72
37	430,19	476,05	275,68
38	430,19	476,88	277,67
39	430,19	477,7	279,67
40	430,19	478,54	281,7

Tabla 5.2

Como se observa en la tabla anterior, los valores entálpicos a la entrada del compresor y salida del evaporador no dependen de la temperatura exterior, su valor es único.

$$h_1 = h_6 = 430,19 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Sin embargo, las entalpías de los puntos 2 y 3 y 4 y 5 son valores lineales con la temperatura exterior, como se observa en los siguientes gráficos, obtenidos a partir de Excel.

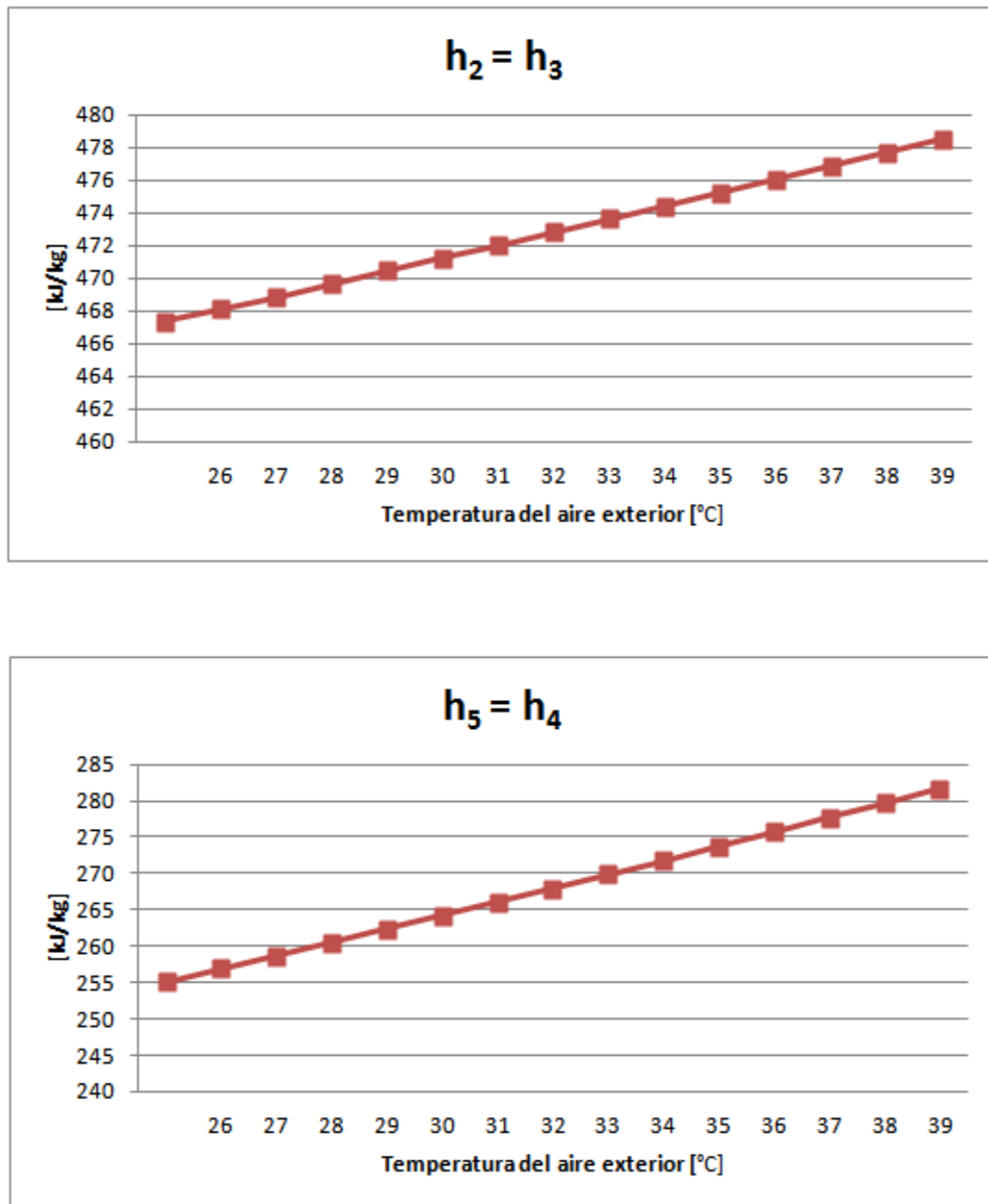


Figura 5.3

De esta forma se puede aproximar dicha relación lineal a una recta de regresión. Mediante Excel se obtuvieron los siguientes resultados:

$$h_2 = h_3 = 0,8014 \cdot T_{EXT} + 446,41 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_5 = h_4 = 1,8977 \cdot T_{EXT} + 205,50 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

El calor intercambiado en el evaporador para cumplir la demanda se obtiene realizando un balance de energía en el evaporador:

$$Q_{EV} - m_R \cdot h_6 - m_R \cdot h_5 = 0$$

Donde:

m_R = gasto másico de refrigerante [kg/s].

Asimismo, se puede escribir este calor por gasto másico de refrigerante o calor específico:

$$\frac{Q_{EV}}{m_R} = q_{EV} = h_6 - h_5$$

Restando las funciones de entalpía para los puntos 5 y 6 se obtiene el calor específico del evaporador en función de la temperatura exterior:

$$q_{EV} = 224,69 - 1,8977 \cdot T_{EXT} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

De esta forma se puede obtener el gasto másico de refrigerante dividiendo la demanda térmica entre la potencia específica del evaporador:

$$m_R = \frac{Q_{EV}}{q_{EV}} = \frac{Q_i}{q_{EV}} = \frac{18,59 \cdot (T_{EXT} - 26)}{224,69 - 1,8977 \cdot T_{EXT}} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Se realiza un razonamiento similar para calcular el calor específico del condensador, proceso 3-4. Como se ha mencionado anteriormente, la temperatura de condensación está influenciada por la temperatura del aire exterior, siendo 15 °C superior a esta. Además, el valor de la entalpía a la salida del condensador, h_4 , incluye un valor de subenfriamiento de 7 °C:

$$\frac{Q_{CD}}{m_R} = q_{CD} = h_4 - h_3$$

Restando las funciones de entalpía para los puntos 4 y 3 se obtiene la potencia específica del condensador en función de la temperatura exterior:

$$q_{CD} = 1,0963 \cdot T_{EXT} - 240,91 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

El proceso de expansión del gas refrigerante (4-5) se asume isoentálpico de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$Q_{SD} = m_R \cdot (h_5 - h_4) = 0$$

Realizando un balance de energía en el compresor (proceso 1-2) se obtiene la potencia específica del compresor:

$$\frac{W_{c,ideal}}{m_R} = w_{c,ideal} = h_{2S} - h_1$$

En el cálculo del trabajo realizado por el compresor debe tenerse en cuenta la eficiencia isentrópica al considerarse pasos irreversibles en el proceso de compresión del refrigerante, el rendimiento isentrópico, η_{IS} , es calculado por el programa SOLKANE de forma automática y la entalpía en el punto 2, h_2 , ya tiene en cuenta dicho rendimiento:

$$\frac{W_{c,is}}{m_R} = w_{c,is} = \frac{w_{c,ideal}}{\eta_{IS}} = h_2 - h_1$$

Suponiendo un rendimiento volumétrico y electromecánico del 75 %, el consumo eléctrico del compresor es:

$$W_{c,real} = \frac{m_R \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V \cdot \eta_{EL} \cdot \eta_M}$$

$$\eta_V = 0,75$$

$$\eta_E \cdot \eta_M = 0,75$$

Sustituyendo el gasto másico y los valores de entalpía para los puntos 1 y 2 en función de la temperatura exterior, se obtiene la potencia del compresor instantánea en función de dicha temperatura teniendo en cuenta los rendimientos volumétrico, eléctrico y mecánico. Asimismo, se puede expresar dicha potencia mediante una curva de regresión polinómica de orden 2 calculada con Excel simulando el consumo instantáneo para las temperaturas exteriores del verano del año 2010.

$$W_{elec,c} = 0,2557 \cdot T_{EXT}^2 - 6,2618 \cdot T_{EXT} - 9,992 \text{ [kW]}$$

En los siguientes gráficos se muestra el diagrama P-h del refrigerante R410A para una temperatura del aire exterior de 30 °C y 39 °C:

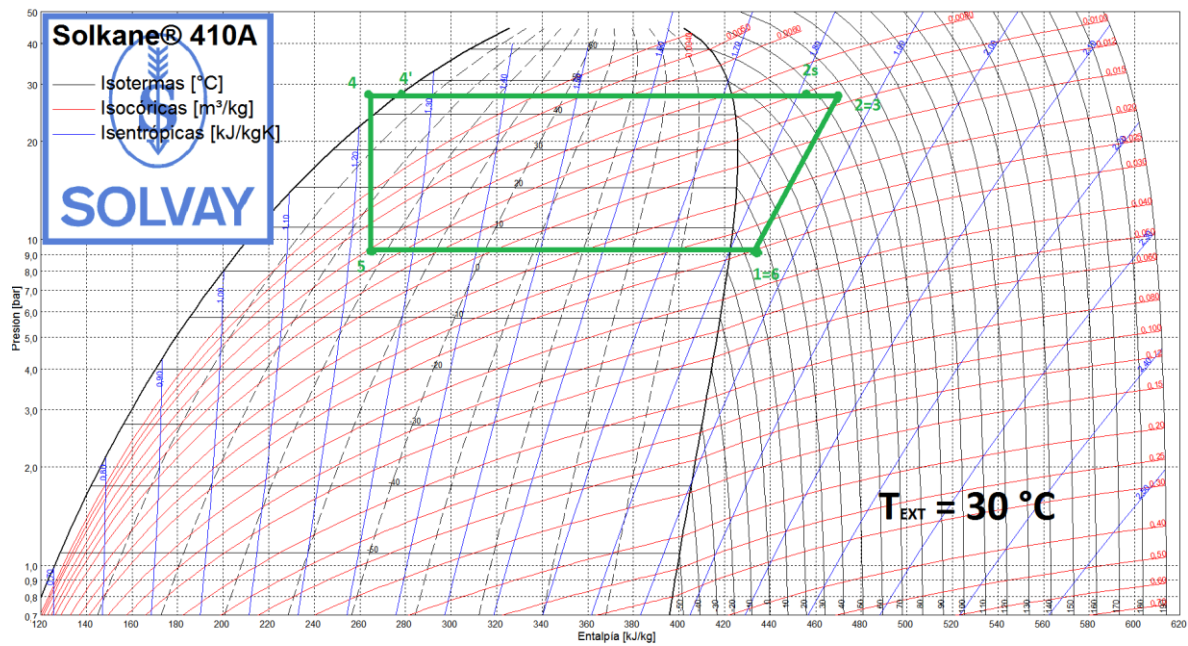


Figura 5.4

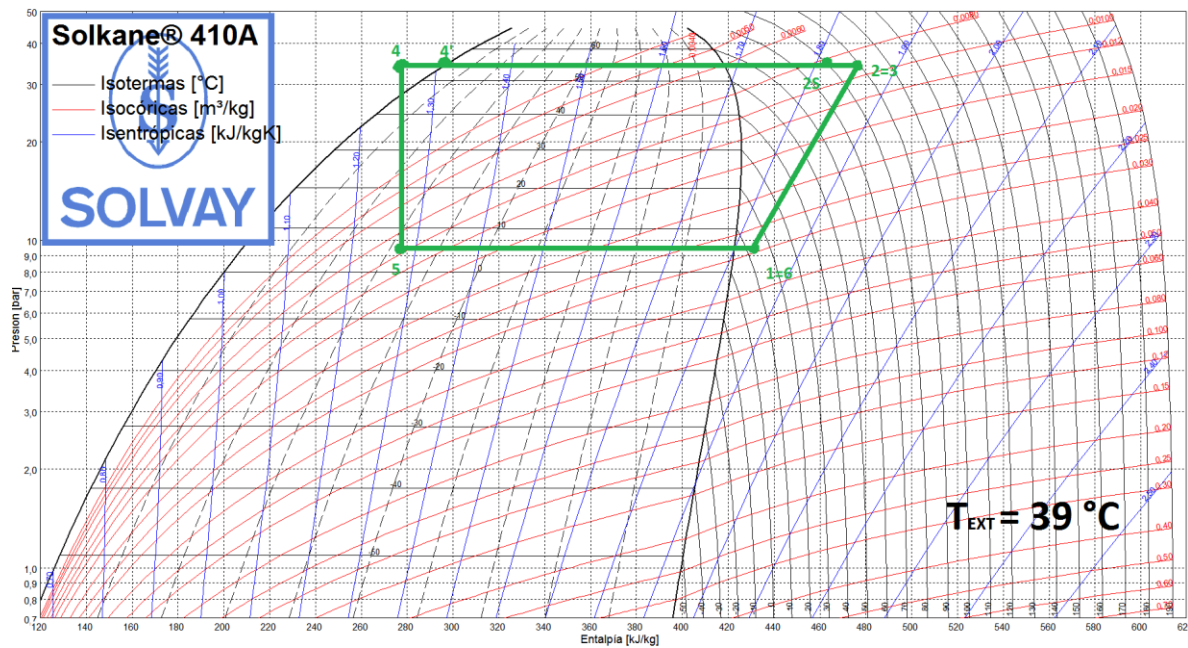


Figura 5.5

El consumo de los ventiladores del condensador viene determinado mediante la siguiente expresión:

$$W_{vent} = \frac{m_a \cdot \Delta P}{\rho_a \cdot \eta}$$

Donde:

m_a = Caudal másico de aire forzado que pasa por el condensador [kg/s].

ΔP = Presión ejercida sobre el aire, se estima en 40 [Pa].

ρ_a = Densidad del aire, 1 [kg/m³]

η = Rendimiento de los ventiladores, 0,6.

El caudal másico de aire forzado puede calcularse despejando de la siguiente expresión:

$$Q_{CD} = m_a \cdot C_{Pa} \cdot \Delta T_a$$

Donde:

ΔT_a = Diferencia de temperaturas del aire en el condensador, 10 [°C].

Para calcular el calor intercambiado en el condensador se utiliza la siguiente expresión para una temperatura exterior de 39 °C, situación más desfavorable.

$$Q_{CD} = m_R \cdot (h_4 - h_3) = m_R \cdot (1,0963 \cdot T_{EXT} - 240,91)$$

$$Q_{CD} = 198,15 [kW]$$

De esta forma:

$$m_a = 19,56 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Por lo tanto, el consumo de los ventiladores del condensador será:

$$W_{vent} = 1,31 [kW]$$

Sistema de condensación por agua de torre.

Para el sistema de condensación por agua de torre, la temperatura de condensación en cada instante se determina mediante la siguiente expresión:

$$T_{CD} = T_{BH} + AC + \Delta T_{CD}$$

Donde:

T_{BH} = Temperatura de bulbo húmedo [°C].

AC = Acercamiento o diferencia entre la temperatura del agua fría en la cubeta de la torre y la temperatura de bulbo húmedo, se estima en 4 [°C].

ΔT_{CD} = Diferencia de temperaturas en el condensador, se estima en 8 [°C].

De esta manera, la temperatura de condensación, sólo depende de la temperatura de bulbo húmedo, siendo 12 °C superior a esta:

$$T_{CD} = T_{BH} + 12 [°C]$$

El proceso para el cálculo del consumo mediante este sistema es similar al del sistema de condensación por aire. En este caso, todos los parámetros del ciclo serán función de la temperatura de bulbo húmedo o temperatura húmeda y no de la temperatura del aire exterior.

Sin embargo, al igual que en el caso de condensación mediante aire exterior, la máquina sólo va a funcionar cuando la temperatura seca del aire exterior es superior a 26 °C.

De igual forma que para el cálculo mediante el sistema de aire, la temperatura del evaporador se fija en 5 °C, con un recalentamiento de 7 °C. Asimismo, se supone un subenfria-

miento de 7 °C para el condensador. Se ignoran las pérdidas de presión. El rendimiento isentrópico es calculado por el programa SOLKANE de forma automática.

Los puntos del ciclo, al igual que en el otro sistema, son los puntos de un ciclo de compresión mecánica:

- Punto 1 y 6: Entrada al compresor. Salida del evaporador (vapor sobrecalentado).
- Punto 2 y 3: Fin de la compresión real. Entrada al condensador.
- Punto 2s: Fin de la compresión ideal, isentrópica.
- Punto 4: Salida real del condensador (líquido subenfriado).
- Punto 4': Salida ideal del condensador (líquido saturado).
- Punto 5: Salida de la válvula de expansión (mezcla bifásica).

Introduciendo en el programa SOLKANE 6.1 la temperatura de condensación anteriormente descrita para unos valores de temperatura de bulbo húmedo enteros y comprendidos entre 12 °C y 23 °C, se obtienen los siguientes valores de entalpías, por unidad de masa, para los distintos puntos del ciclo de compresión mecánica:

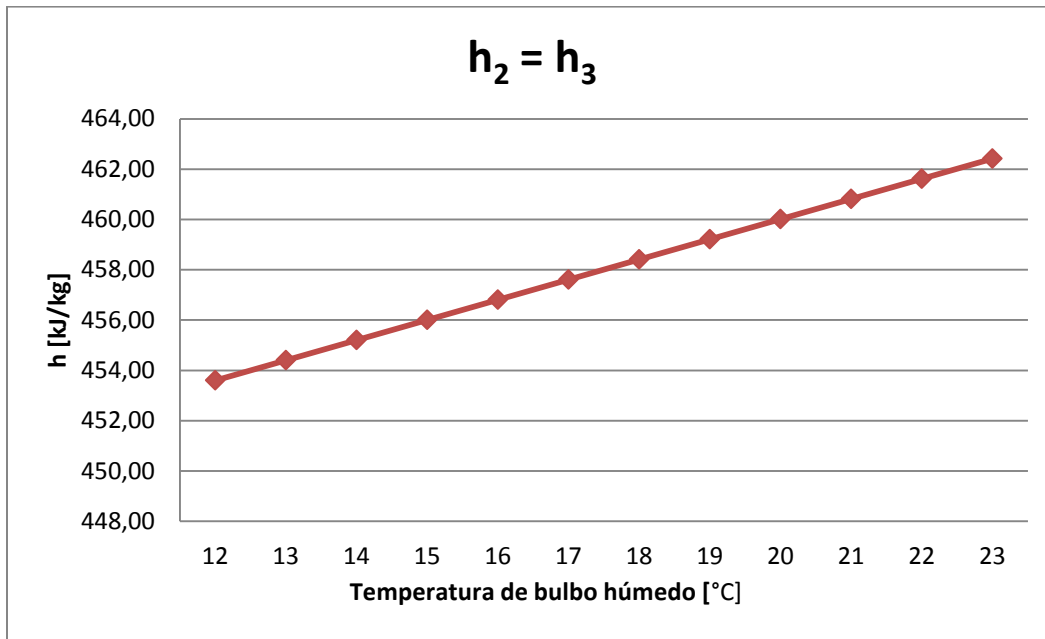
T_{BH} [°C]	T_{CD} [°C]	$h_1=h_6$ [kJ/kg]	$h_2=h_3$ [kJ/kg]	$h_5=h_4$ [kJ/kg]
12	24	430,19	453,61	222,57
13	25	430,19	454,41	224,47
14	26	430,19	455,21	226,37
15	27	430,19	456,01	228,27
16	28	430,19	456,81	230,16
17	29	430,19	457,61	232,06
18	30	430,19	458,42	233,96
19	31	430,19	459,22	235,86
20	32	430,19	460,02	237,75
21	33	430,19	460,82	239,65
22	34	430,19	461,62	241,55
23	35	430,19	462,42	243,45

Tabla 5.3

Igual que en el caso de condensación por aire, los valores entálpicos a la entrada del compresor y salida del evaporador no dependen de la temperatura de bulbo húmedo y su valor es único e igual al del sistema de condensación por aire.

$$h_1 = h_6 = 430,19 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Los valores h_2 , h_3 , h_4 y h_5 , son función lineal de la temperatura de bulbo húmedo como se muestra en los siguientes gráficos.



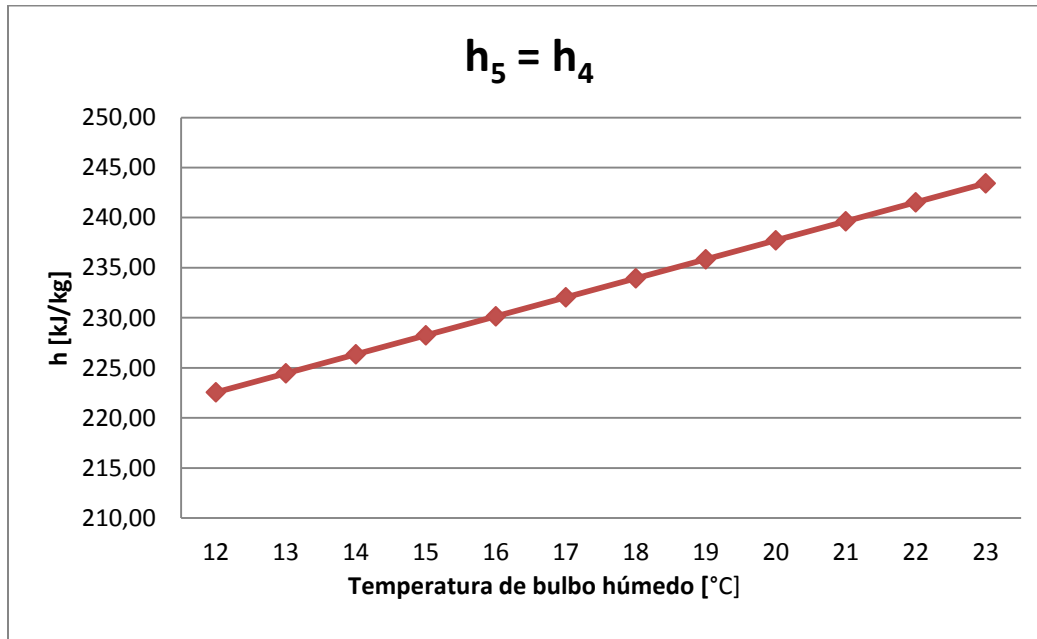


Figura 5.6

Aproximando dichas relaciones lineales a una recta de regresión mediante Excel se obtuvieron los siguientes resultados:

$$h_2 = h_3 = 0,8014 \cdot T_{BH} + 443,99 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_5 = h_4 = 1,8977 \cdot T_{BH} + 199,80 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

El calor específico del condensador viene determinado, igual que para el sistema de aire, por la siguiente expresión:

$$\frac{Q_{EV}}{m_R} = q_{EV} = h_6 - h_5$$

De esta forma:

$$q_{EV} = 230,39 - 1,8977 \cdot T_{BH} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Dividiendo la demanda térmica por el calor específico del evaporador se obtiene el gasto másico de refrigerante:

$$m_R = \frac{Q_{EV}}{q_{EV}} = \frac{Q_i}{q_{EV}} = \frac{18,59 \cdot (T_{EXT} - 26)}{230,39 - 1,8977 \cdot T_{BH}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

La diferencia entálpica entre los puntos 3 y 4 representa el calor específico del condensador:

$$\frac{Q_{CD}}{m_R} = q_{CD} = h_4 - h_3$$

$$q_{CD} = 1,0963 \cdot T_{BH} - 244,19 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Igual que para el sistema de aire, el proceso de expansión del gas refrigerante se considera isoentálpico:

$$Q_{SD} = m_R \cdot (h_5 - h_4) = 0$$

Realizando un balance de energía en el compresor (proceso 1-2) se obtiene la potencia específica del compresor:

$$\frac{W_{c,ideal}}{m_R} = w_{c,ideal} = h_{2S} - h_1$$

Y teniendo en cuenta la irreversibilidad del proceso de compresión del gas refrigerante:

$$\frac{W_{c,is}}{m_R} = w_{c,is} = \frac{w_{c,ideal}}{\eta_{IS}} = h_2 - h_1$$

Suponiendo un rendimiento volumétrico y electromecánico del 75 %, igual que en el sistema de aire, el consumo eléctrico del compresor es:

$$W_{c,real} = \frac{m_R \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V \cdot \eta_{EL} \cdot \eta_M}$$

$$\eta_V = 0,75$$

$$\eta_{EL} \cdot \eta_M = 0,75$$

Sustituyendo en la expresión anterior el gasto másico de refrigerante, los rendimientos volumétrico y electromecánico y la diferencia entálpica entre los puntos 1 y 2 se obtuvo la siguiente expresión que representa el consumo eléctrico del compresor en función de la temperatura del aire exterior y la temperatura de bulbo húmedo:

$$W_{elec,c} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (0,801 \cdot T_{BH} + 13,8)}{6,971 - 0,057 \cdot T_{BH}} \text{ [kW]}$$

Una vez calculado el consume eléctrico del compresor, se procede a calcular el consumo eléctrico de la bomba de impulsión de la torre de refrigeración.

Multiplicando el caudal de refrigerante por el calor específico del condensador se obtiene el calor intercambiado en el condensador:

$$Q_{CD} = m_R \cdot q_{CD}$$

De esta forma:

$$Q_{CD} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (1,0963 \cdot T_{BH} - 244)}{12,39 - 0,102 \cdot T_{BH}} \text{ [kW]}$$

El calor que cede el condensador es igual al que extrae la torre de refrigeración:

$$Q_{CD} = Q_{TORRE} = m_B \cdot C_{PW} \cdot \Delta T_{CD}$$

Donde:

m_B = Gasto másico de agua que circula por la bomba de impulsión de la torre [kg/s].

C_{PW} = Calor específico másico a presión constante del agua: 4,18 [kJ/(kg·K)].

ΔT_{CD} = Diferencia de temperaturas en el condensador, se estima en 8 [°C].

Despejando el gasto másico de agua de la anterior expresión:

$$m_B = \frac{Q_{CD}}{C_{PW} \cdot \Delta T_{CD}}$$

Sustituyendo cada variable se obtiene el gasto másico de agua que circula por la bomba de impulsión de la torre. Asimismo, se ha considerado el caso más desfavorable como la temperatura del aire exterior más alta registrada en el verano de 2010:

$$T_{EXT} = 39 \text{ [°C]}$$

$$T_{BH} = 21,49 \text{ [°C]}$$

$$m_B = 8,44 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

La potencia de la bomba viene definida por la siguiente expresión:

$$W_{elec,b} = \frac{\Delta P \cdot m_B}{\rho_W \cdot \eta_B}$$

Donde:

ΔP = Pérdida de carga de la torre de refrigeración.

ρ_W = Densidad del agua, 1012 [kg/m³].

η_B = Rendimiento de la bomba, se estima en 0,6.

La pérdida de carga se estima en 2 bar (0,5 bar por los pulverizadores + 1,5 bar por pérdidas de carga en tuberías):

$$\Delta P = 2 \text{ [bar]} = 2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

De esta forma, la potencia de la bomba de impulsión de la torre es:

$$W_{elec,b} = 2,81 \text{ [kW]}$$

En los siguientes gráficos se muestra el diagrama P-h del refrigerante R410A para una temperatura de bulbo húmedo de 18 °C y 22 °C:

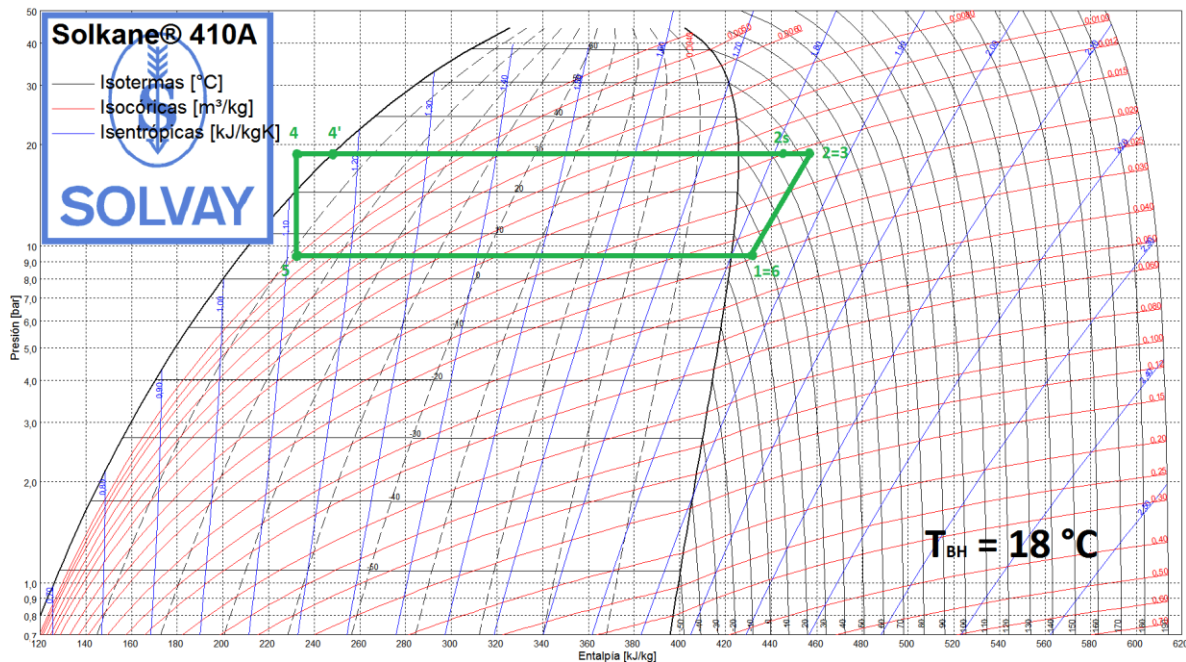


Figura 5.7

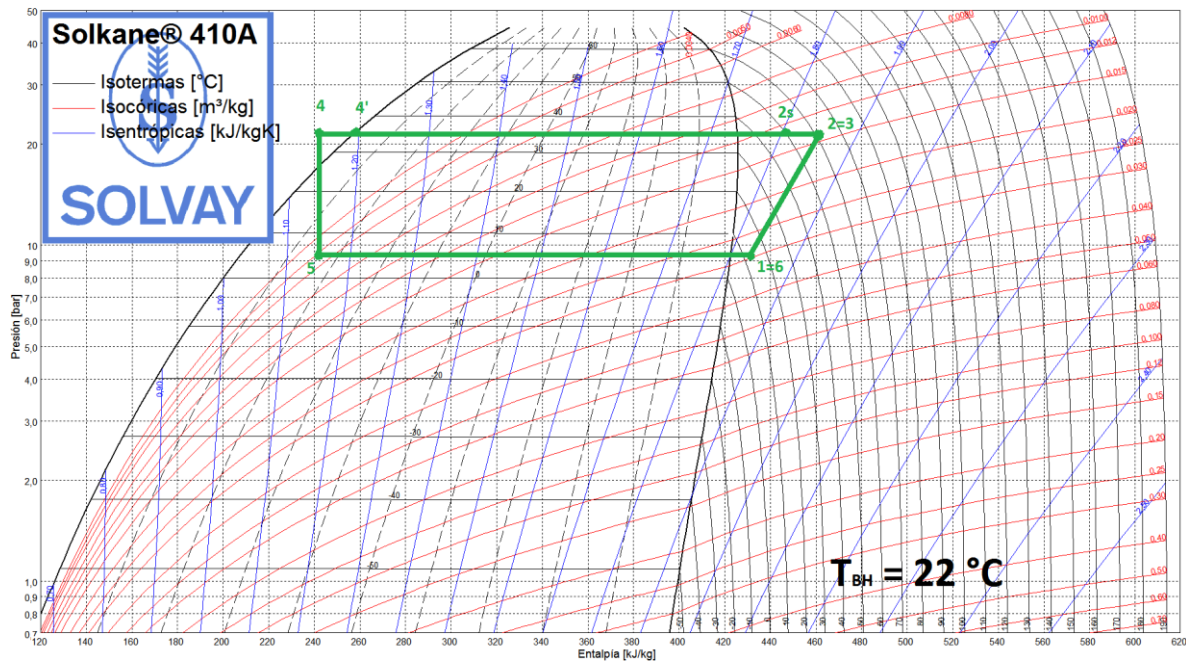


Figura 5.8

5.3. CONSUMO ELÉCTRICO

El objetivo de este capítulo comparar el consumo eléctrico entre el sistema de condensación por aire exterior y el sistema de condensación por agua de torre.

En el apartado anterior, CICLO DE REFRIGERACIÓN, se ha omitido el cálculo de la potencia de los ventiladores del evaporador y otros equipos auxiliares, pues son similares para ambos sistemas.

Sistema de condensación por aire exterior.

Para la evaluación del consumo eléctrico del sistema de condensación por aire exterior se ha tenido en cuenta únicamente el consumo eléctrico del compresor. Se ha omitido el de los ventiladores del condensador y evaporador por ser muy bajos y similares a los del sistema de condensación por agua de torre.

$$W_{AIRE} = W_{elec,c}$$

El consumo eléctrico del compresor está definido mediante la siguiente expresión, calculada en el apartado anterior:

$$W_{AIRE} = 0,2557 \cdot T_{EXT}^2 - 6,2618 \cdot T_{EXT} - 9,992 \quad [kW]$$

Para el cálculo del consumo se ha realizado una simulación a partir de las temperaturas del aire exterior del verano de 2010.

La siguiente gráfica se muestra el consumo a lo largo del día para los tres días representativos del verano de dicho año:

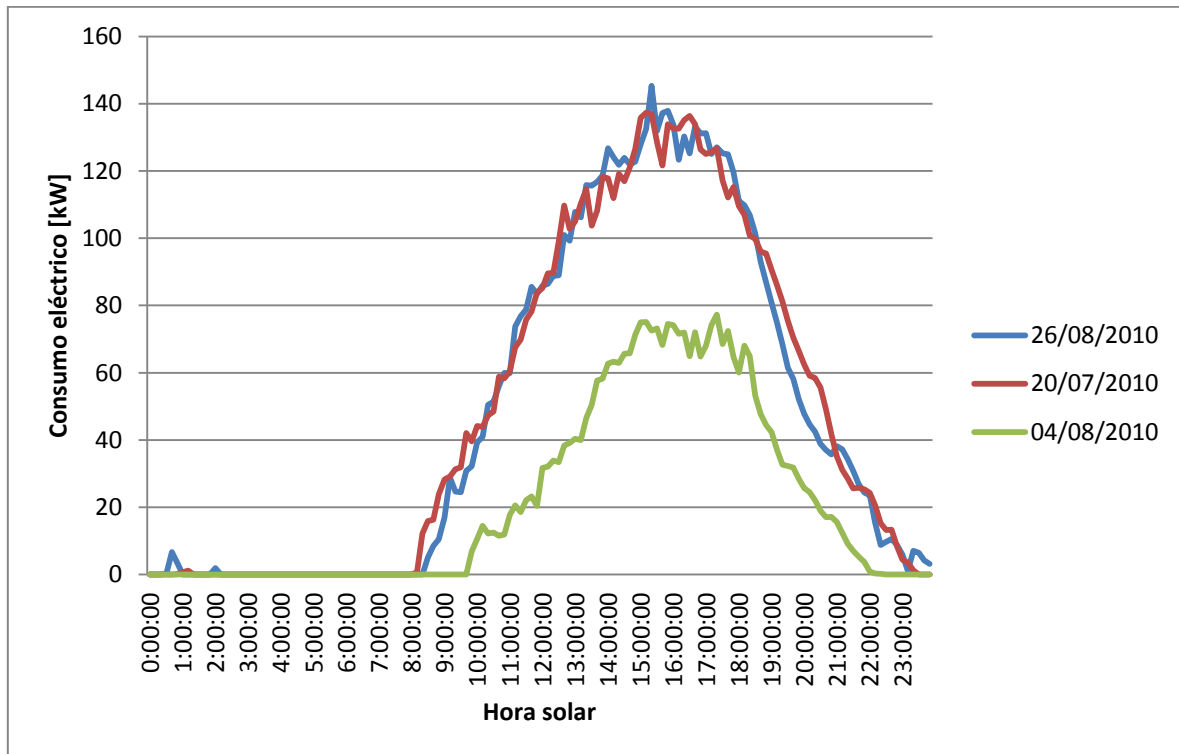


Figura 5.9

Los valores de máximo consumo eléctrico y la hora en la que se producen se muestran en la siguiente tabla.

Día	Hora	Consumo eléctrico máximo [kW]
26/08/2010	15:20	145,28
20/10/2010	15:10	134,93
04/08/2010	17:20	77,30

Tabla 5.4

El consumo eléctrico total es de 1135,70 kWh, 1138,89 kWh y 517,24 kWh para el 26 de agosto, 20 de julio y 4 de agosto respectivamente.

Mediante la siguiente expresión se puede calcular el consumo eléctrico medio diario de cada mes partiendo de las temperaturas instantáneas cada 10 minutos de cada uno de los días de los meses de verano.

$$W_{MM} = \frac{\sum \frac{W_i}{a}}{N}$$

Donde:

W_i = Consumo instantáneo [kW].

a = Cantidad de períodos de 10 minutos en una hora, 6.

N = Número de días de cada mes.

En la siguiente tabla se muestra el consumo eléctrico diario medio para cada uno de los meses de verano:

Mes	Consumo eléctrico diario medio [kWh]
Junio	223,38
Julio	780,75
Agosto	552,57
Septiembre	145,84

Tabla 5.5

El consumo eléctrico total para cada mes se muestra en la siguiente tabla:

Mes	Consumo eléctrico total [kWh]
Junio	6701,40
Julio	24203,23
Agosto	17129,67
Septiembre	4521,04

Tabla 5.6

Sistema de condensación por agua de torre.

Para la evaluación del consumo eléctrico del sistema de condensación por agua de torre se ha tenido en cuenta el consumo del compresor y el consumo de la bomba de impulsión del circuito de la torre de refrigeración:

$$W_{AGUA} = W_{elec,c} + W_{elec,b}$$

El consumo eléctrico del compresor es función de la temperatura del aire exterior y la temperatura de bulbo húmedo, viene definido por la siguiente expresión, hallada en el apartado anterior:

$$W_{elec,c} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (0,801 \cdot T_{BH} + 13,8)}{6,971 - 0,057 \cdot T_{BH}} \text{ [kW]}$$

El consumo de la bomba de impulsión del circuito de la torre no depende de la temperatura exterior del aire ni de la temperatura de bulbo húmedo, su valor es único siempre que el sistema esté en funcionamiento:

$$W_{elec,b} = 2,81 \text{ [kW]}$$

De esta forma, el consumo eléctrico del sistema de condensación por agua de torre es:

$$W_{AGUA} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (0,801 \cdot T_{BH} + 13,8)}{6,971 - 0,057 \cdot T_{BH}} + 2,81 \text{ [kW]}$$

Para el cálculo del consumo se ha realizado una simulación a partir de las temperaturas del aire exterior y las temperaturas de bulbo húmedo del verano de 2010, de forma similar que para el sistema de condensación por aire exterior.

La siguiente gráfica se muestra el consumo a lo largo del día para los tres días más representativos del verano de dicho año:

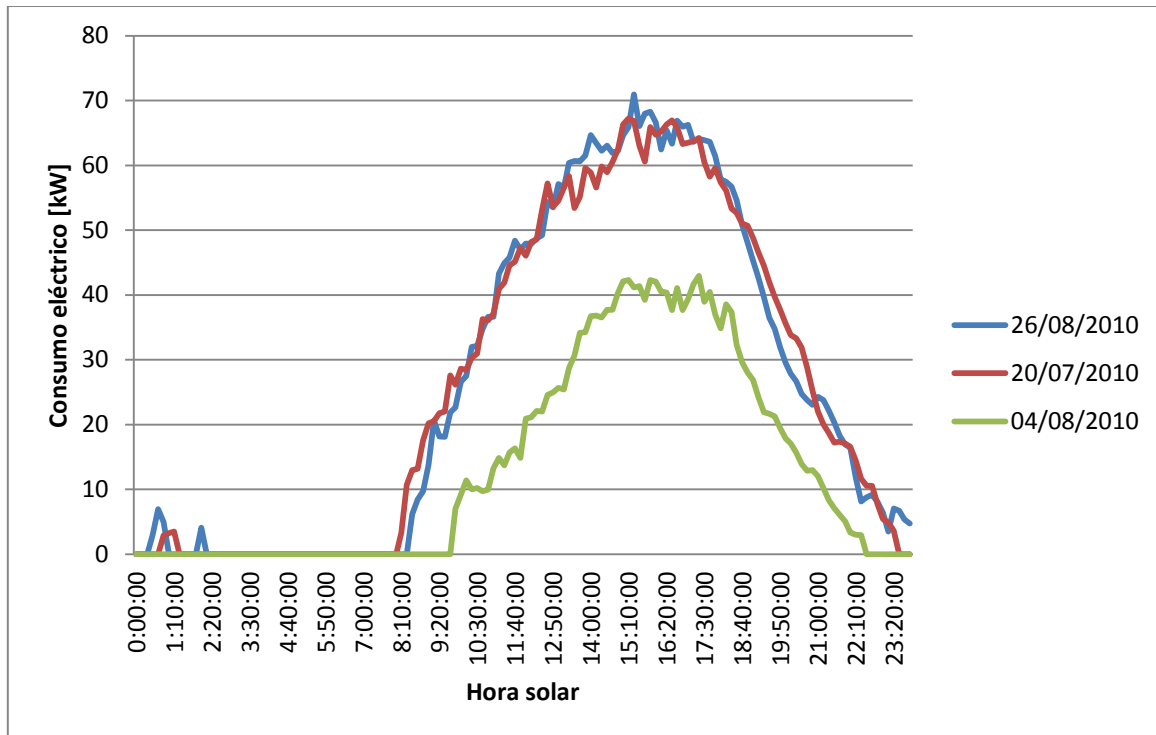


Figura 5.10

Los valores de máximo consumo eléctrico y la hora en la que se producen se muestran en la siguiente tabla.

Día	Hora	Consumo eléctrico máximo [kW]
26/08/2010	15:20	70,95
20/07/2010	15:10	67,25
04/08/2010	17:20	42,94

Tabla 5.17

Como se muestra, la hora en la que se producen los valores pico del consumo eléctrico coinciden con los del sistema de condensación por aire exterior.

El consumo eléctrico total es de 626,85 kWh, 628,89 kWh y 318,14 kWh para el 26 de agosto, 20 de julio y 4 de agosto respectivamente.

En la siguiente tabla se muestra el consumo eléctrico medio diario de cada mes, calculado a partir de las temperaturas del aire exterior y temperaturas de bulbo húmedo instantáneas cada 10 minutos de cada uno de los días de los meses de verano.

Mes	Consumo eléctrico diario medio [kWh]
Junio	142,64
Julio	459,88
Agosto	335,44
Septiembre	93,65

Tabla 5.8

El consumo eléctrico total para cada mes se muestra en la siguiente tabla:

Mes	Consumo eléctrico total [kWh]
Junio	4279,20
Julio	14256,28
Agosto	10399,64
Septiembre	2809,50

Tabla 5.9

Evaluación del consumo eléctrico.

En las siguientes gráficas se muestra la comparación entre las temperaturas secas del aire exterior y las temperaturas de bulbo húmedo para los tres días representativos del verano de 2010:

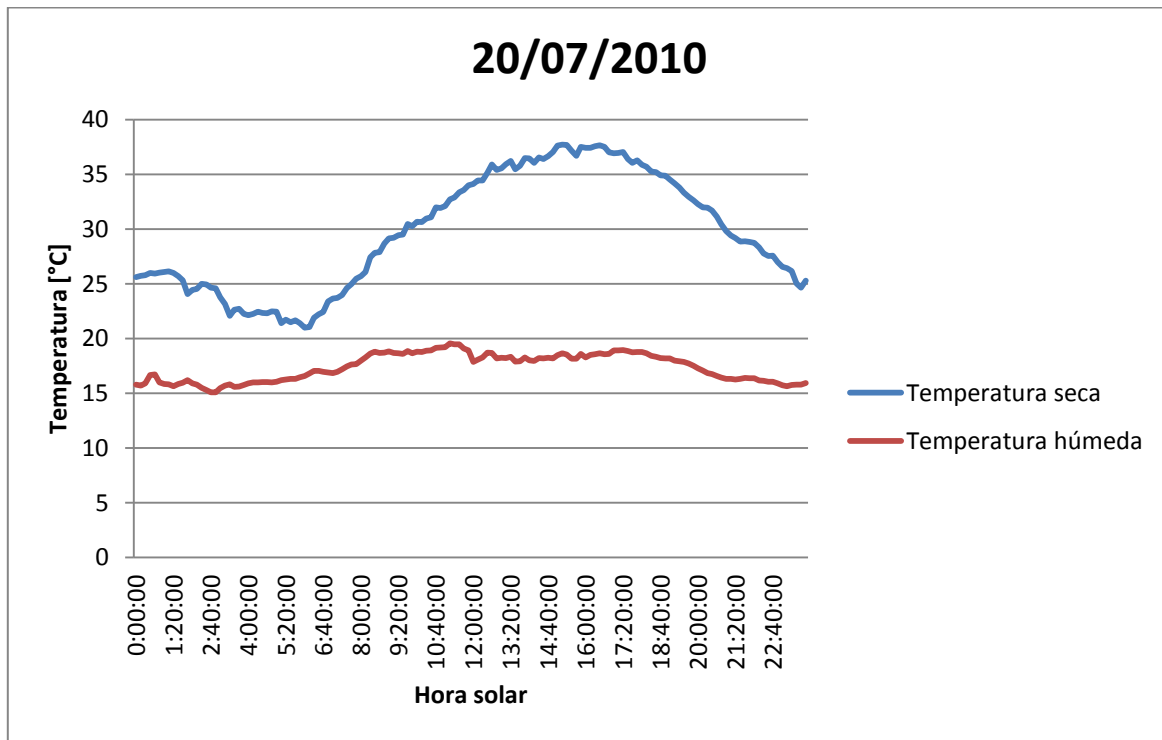


Figura 5.11

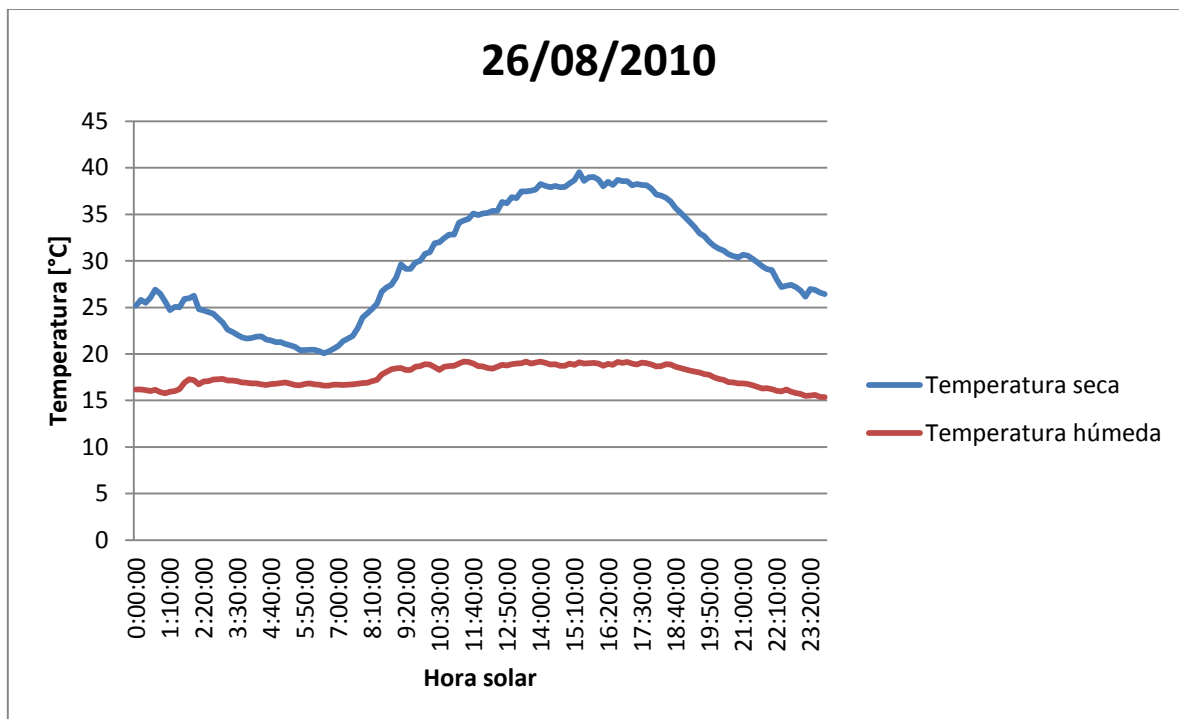


Figura 5.12

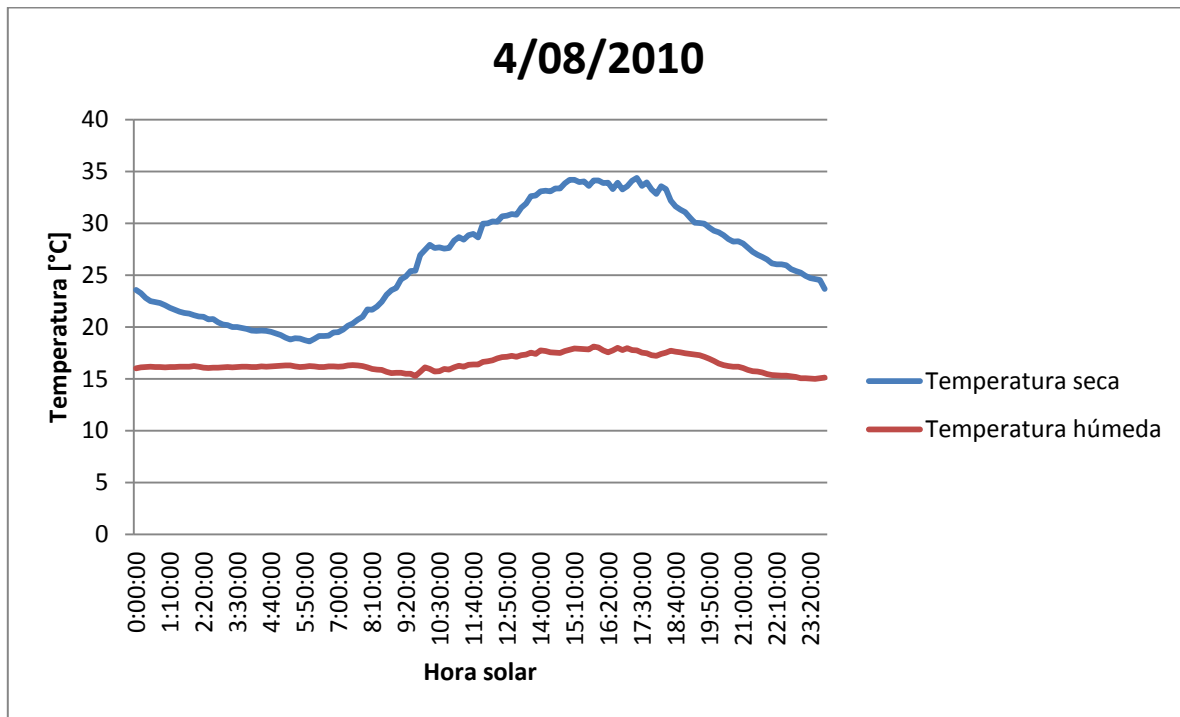


Figura 5.13

A partir de las temperaturas secas del aire exterior y temperaturas de bulbo húmedo de las que se parte se procede a calcular y comparar el consumo eléctrico a lo largo del día, para cada sistema.

El consumo a lo largo del día de máxima temperatura instantánea del año 2010 (26 de agosto) se muestra en la siguiente gráfica para cada uno de los dos sistemas.

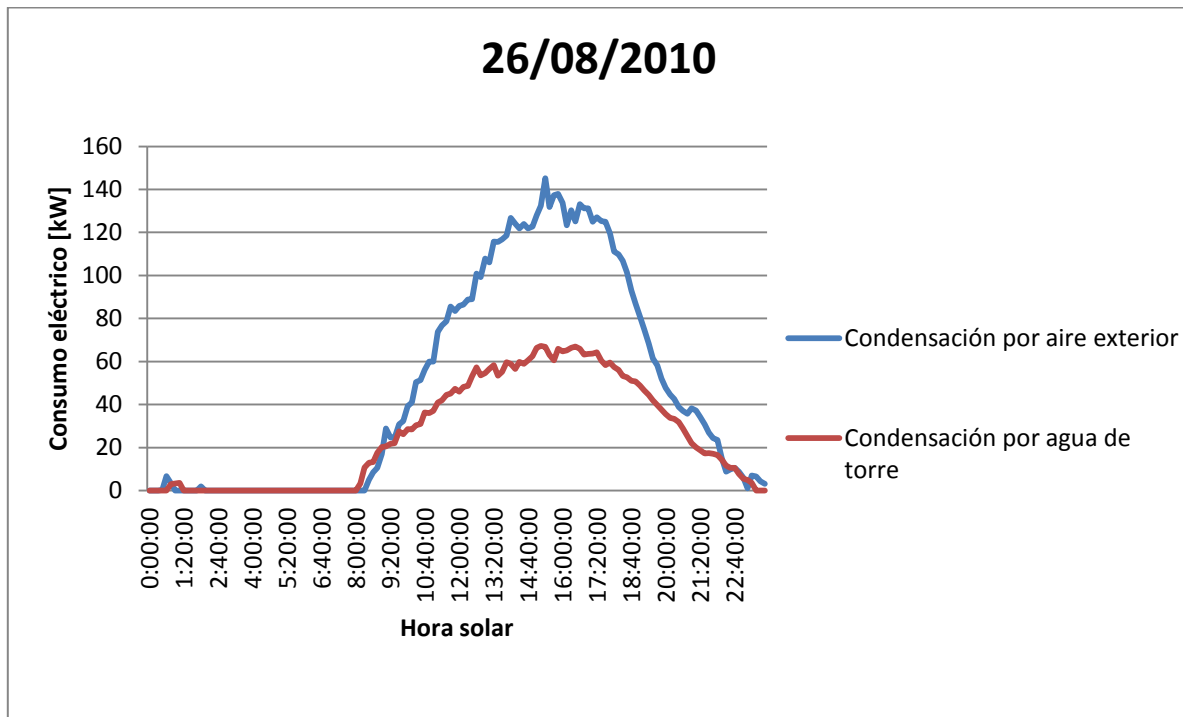


Figura 5.14

El consumo eléctrico instantáneo máximo, se da a las 15:20 horas en ambos casos. El de condensación por aire exterior (145,28 kW) es un 104,76% superior al consumo del sistema de condensación mediante agua de torre (70,95 kW).

El consumo eléctrico total del día para el sistema de condensación por aire exterior (1135,89 kWh) es un 81% superior al consumo del sistema de condensación por agua de torre (626,85 kWh).

El consumo eléctrico instantáneo del 20 de julio de 2010, día de máxima temperatura media, y por tanto, de máxima demanda térmica se muestra en el siguiente gráfico.

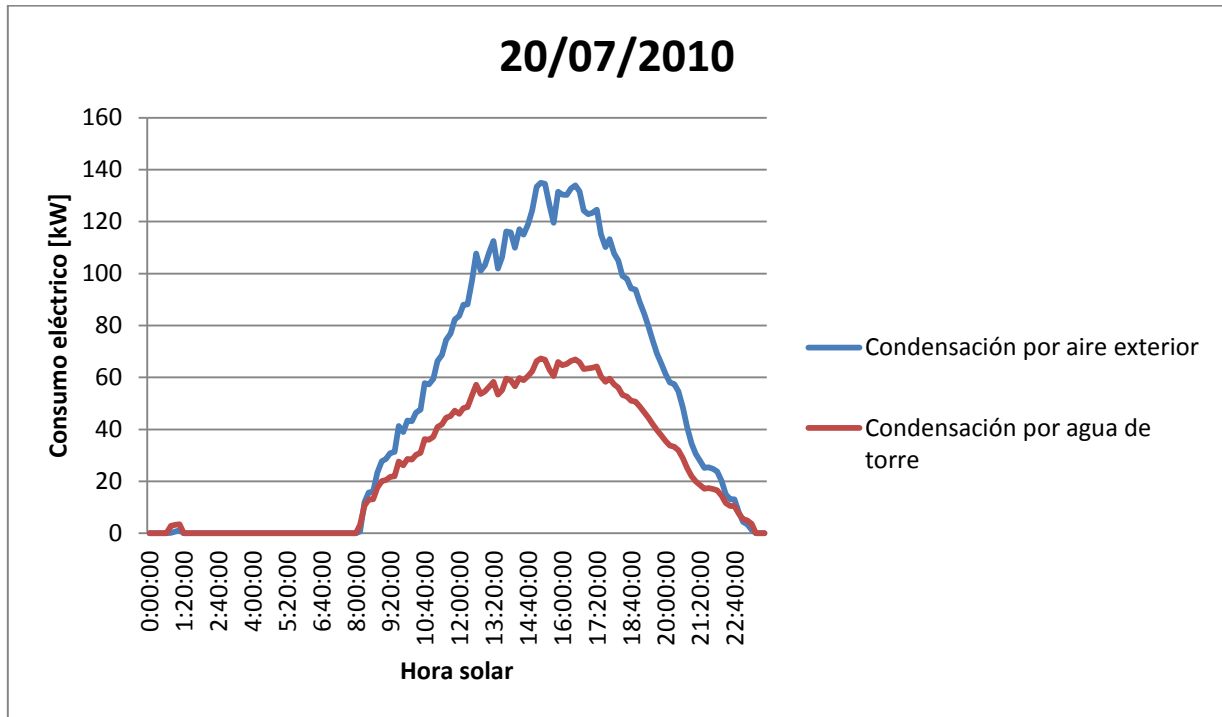


Figura 5.15

El consumo eléctrico instantáneo máximo, se da a las 15:10 horas en ambos casos. El de condensación por aire exterior (134,93 kW) es un 100,64% superior al consumo de condensación por agua de torre (67,25 kW), prácticamente el doble.

El consumo eléctrico total del día para el sistema de condensación por aire exterior (1138,89 kWh) es un 81% superior al consumo del sistema que condensa por agua de torre (628,89kWh). Igual que en el caso de máxima temperatura instantánea.

El consumo eléctrico instantáneo del 4 de agosto de 2010, día de menor desviación media respecto a la media de las temperaturas de verano, se muestra en el siguiente gráfico.

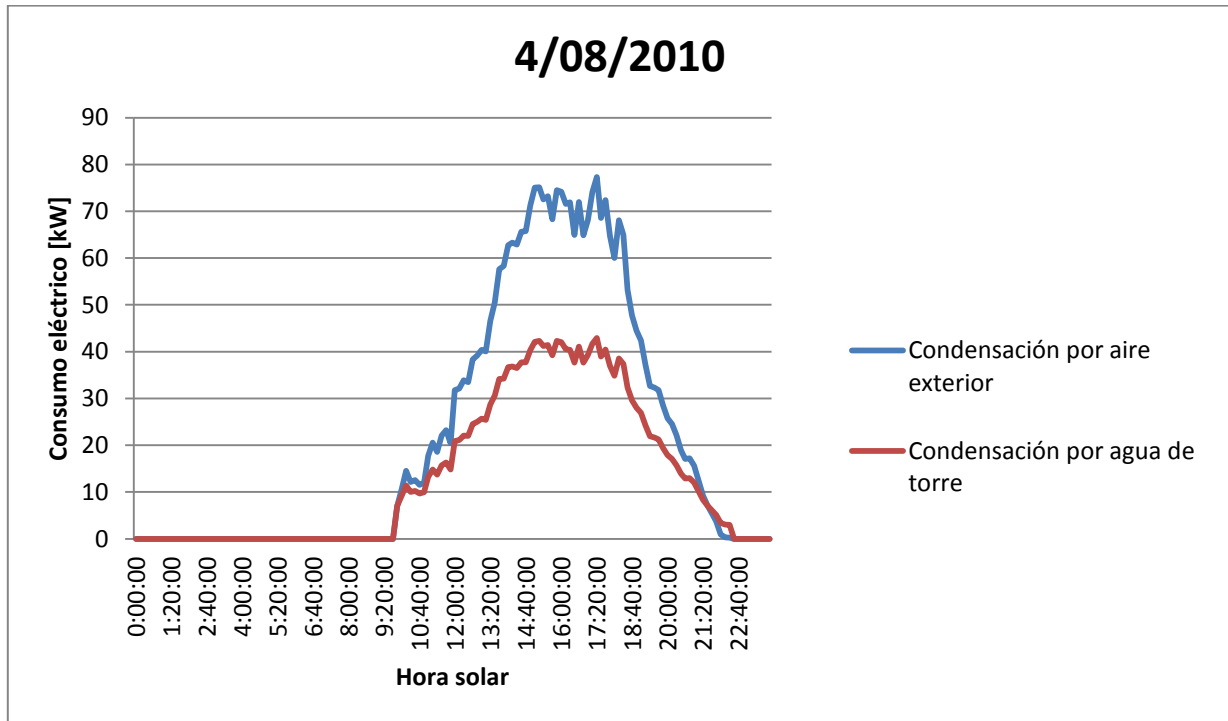


Figura 5.16

El consumo eléctrico instantáneo máximo, se da a las 17:20 horas en ambos casos. El de condensación por aire exterior (77,30 kW) supone un 84,31% más que el consumo de condensación por agua de torre (41,94 kW).

El consumo eléctrico total del día para el sistema de condensación por aire exterior (517,24 kWh) supone un 62,53% más que el consumo del sistema de condensación por agua de torre (318,14 kWh).

El consumo eléctrico total para cada uno de los meses de verano se muestra en el siguiente diagrama.

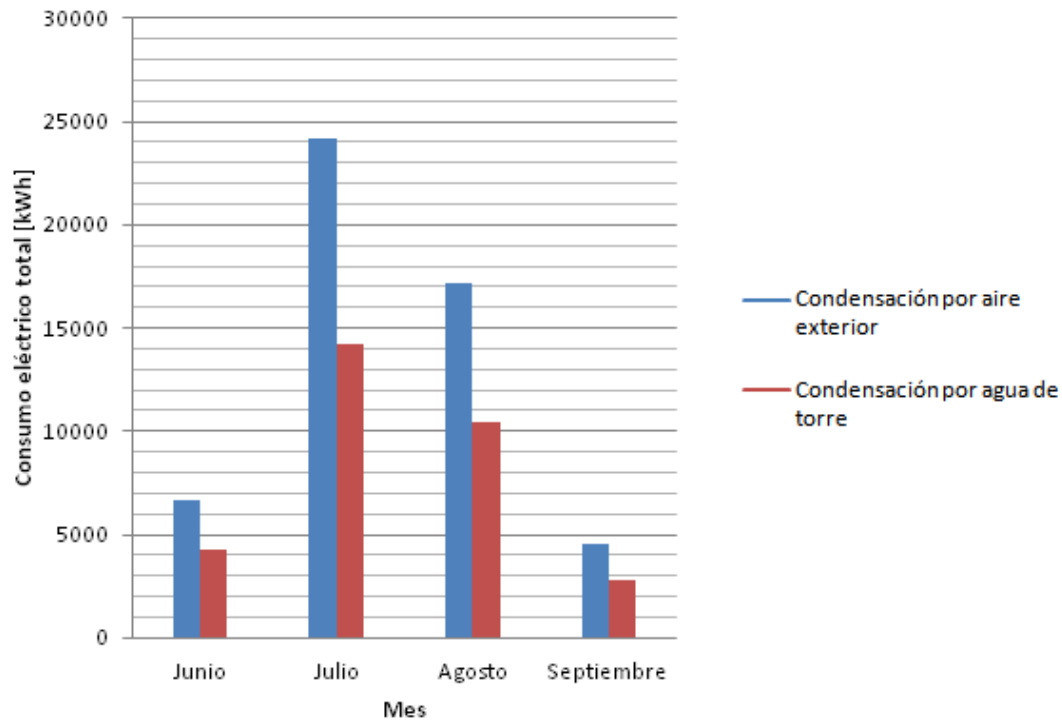


Figura 5.17

En la siguiente tabla se glosa el consumo eléctrico total para cada uno de los meses de verano y el porcentaje de ahorro del sistema de condensación por agua de torre frente al de condensación por aire exterior:

	Condensación por aire exterior [kWh]	Condensación por agua de torre [kWh]	Ahorro [%]
Junio	6701,40	4279,20	36,14
Julio	24203,23	14256,28	41,10
Agosto	17129,67	10399,64	39,29
Septiembre	4521,04	2809,50	37,86

Tabla 5.10

El consumo eléctrico total de todo el verano es 52555,34 kWh para el sistema de condensación por aire exterior y 31733,62 kWh para el sistema de condensación por agua de torre. Esto supone un ahorro del 39,60% para este último.

5.4. EFICIENCIA ENERGÉTICA

El Coeficiente de Eficiencia Energética, COP (Coefficient of Performance) es una medida de la eficiencia del ciclo frigorífico. Se suele definir como la relación entre el frío producido en el evaporador (efecto útil) y la energía mecánica absorbida por el refrigerante.

En la industria de la climatización se utilizan varios COP. Dependiendo del periodo de tiempo contabilizado puede ser instantáneo, horario, diario o estacional. En cada caso se pueden tener en cuenta las pérdidas del ciclo, o sólo se evalúa al ciclo ideal. En el caso del ciclo ideal se tiene en cuenta el COP_c de Carnot, que es el máximo teórico. Si sólo se tiene en cuenta la energía absorbida por el refrigerante, despreciando los rendimientos mecánico y eléctrico se tiene el COP_i , el coeficiente de eficiencia energética indicado; si se tiene en cuenta el rendimiento mecánico y todas las pérdidas, se tiene el COP del grupo moto-compresor, y si se tiene en cuenta las pérdidas por transformación de la energía eléctrica en energía mecánica se obtiene el COP_{er} del ciclo real.

Una vez que se ha determinado el consumo eléctrico de la instalación, o el trabajo real absorbido por el ciclo para cada uno de los dos sistemas se puede determinar el Coeficiente de Eficiencia Energética del ciclo real para cada uno de los dos sistemas:

$$COP = \eta_i \cdot \eta_e \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1}$$

La diferencia entálpica entre los puntos 5 y 6 ($h_6 - h_5$) es el efecto frigorífico producido en el evaporador, por lo que se trata de energía calorífica. En cambio, la diferencia entálpica entre los puntos 1 y 2 ($h_2 - h_1$) es la energía específica transmitida por el compresor al refrigerante, se trata de energía mecánica. Por lo tanto, aunque numerador y denominador de la anterior expresión se midan en las mismas unidades de energía se trata de dos formas de energía diferentes y desde el punto de vista termodinámico la eficiencia que se obtiene es poco representativa. Sin embargo, es útil a los efectos de comparar diferentes máquinas de enfriamiento, como es el caso.

La expresión anterior también se puede expresar como el cociente entre la demanda térmica (calor intercambiado en el evaporador) y el consumo eléctrico del compresor:

$$COP_{AIRE} = \frac{Q_{EV}}{W_{elec,c}}$$

Sin embargo, para dar una idea del valor del coste de producción de frío en función de la energía eléctrica consumida, para el cálculo del COP se va a tener en cuenta el consumo eléctrico total. De esta forma, se cuenta, además, con el consumo eléctrico de la bomba de impulsión en el caso de condensación por agua de torre. Asimismo, no se tienen en cuenta otros equipos auxiliares, pues el consumo de estos es similar para ambos.

$$COP_{AGUA} = \frac{Q_{EV}}{W_{elec,c} + W_{elec,b}}$$

Para comparar los dos sistemas se han utilizado las temperaturas del aire exterior y temperaturas del bulbo húmedo del verano del año 2010.

El Coeficiente de Eficiencia Energética a lo largo del día de máxima temperatura instantánea del año 2010 (26 de agosto) se muestra en la siguiente figura para cada uno de los dos sistemas.

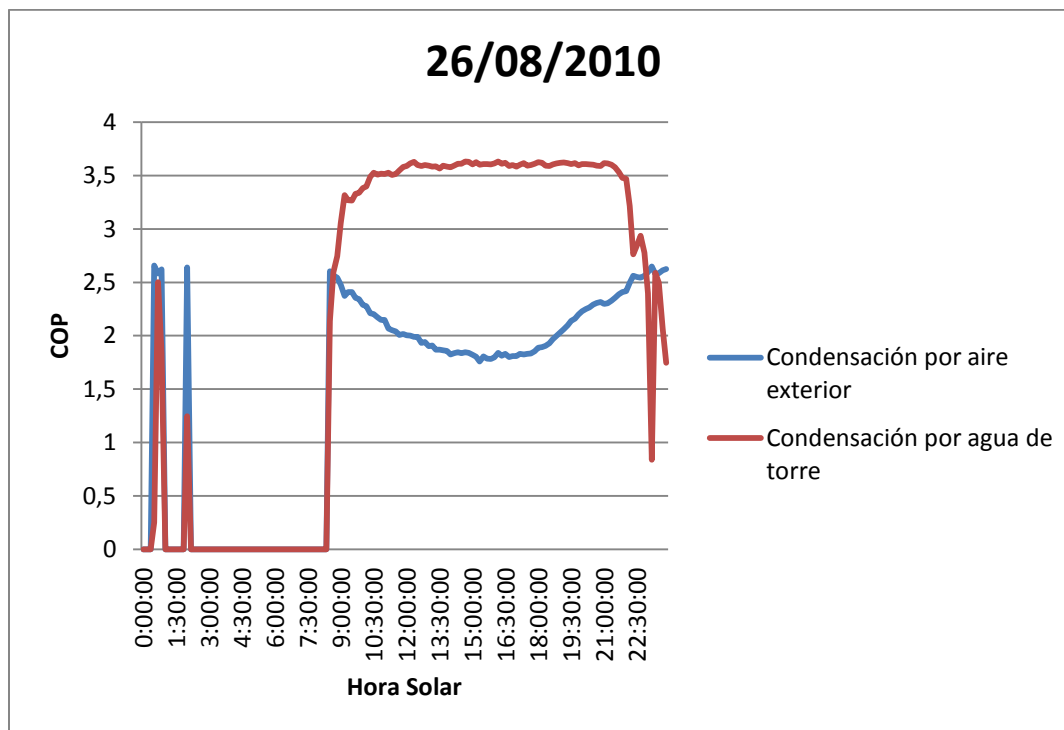


Figura 5.18

El Coeficiente de Eficiencia Energética promedio durante las horas de funcionamiento, es decir, para una temperatura del aire exterior superior a 26 °C, fue de 2,17 para el sistema de condensación por aire exterior y de 3,41 en el caso de condensación por agua de torre. Esto supone un 53,6 % más para este último.

El COP del 20 de julio de 2010, día de máxima temperatura media, y por tanto, de máxima demanda térmica se muestra en el siguiente gráfico a lo largo del día:

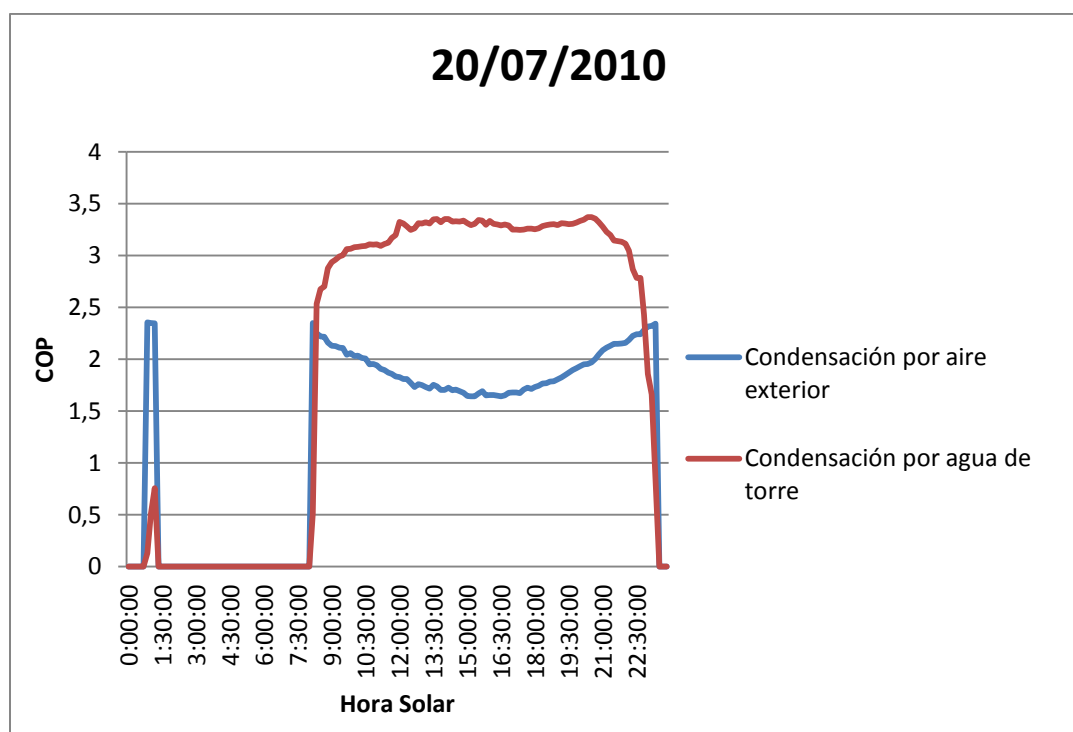


Figura 5.19

El Coeficiente de Eficiencia Energética promedio durante las horas de funcionamiento fue de 1,85 para el sistema de condensación por aire exterior y 3,11 para el caso de condensación por agua de torre. Esto supone un 68,1% más para este último.

El COP a lo largo del día para el 4 de agosto de 2010, día de menor desviación media respecto a la media de las temperaturas de verano, se muestra en la siguiente figura.

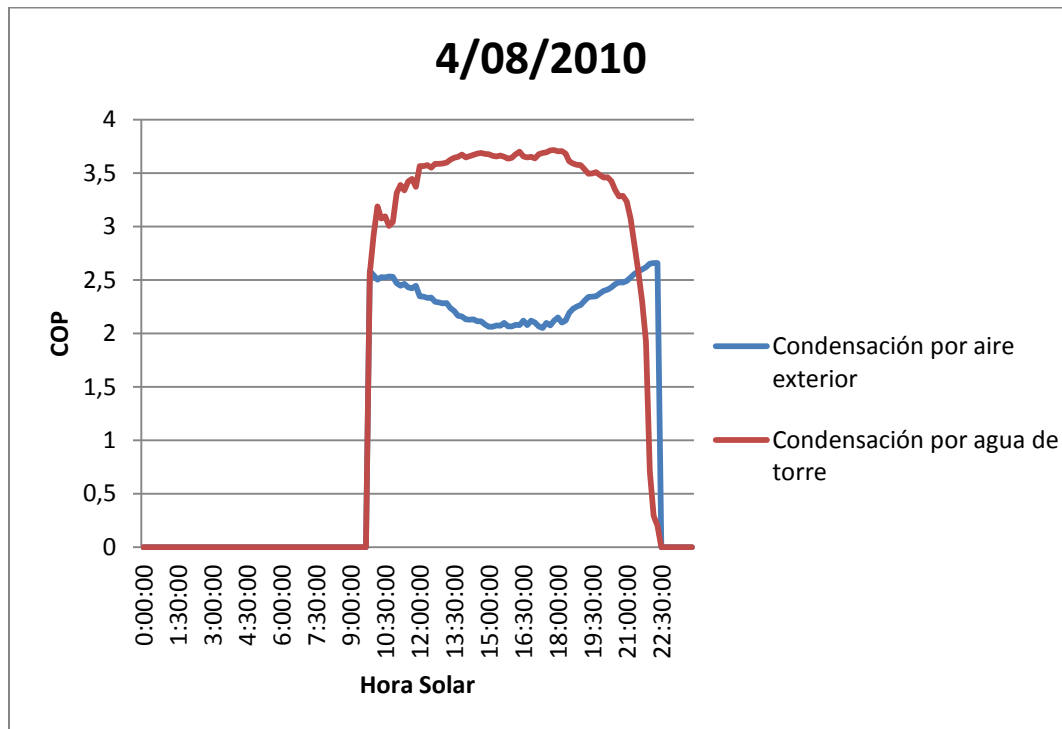


Figura 5.20

El Coeficiente de Eficiencia Energética promedio durante las horas de funcionamiento fue de 2,22 para el sistema de condensación por aire exterior y 3,49 para el caso de condensación por agua de torre. Esto supone un 56,3% más para este último.

Evaluación del Coeficiente de Eficiencia Energética.

Como se ha comentado antes, el Coeficiente de Eficiencia Energética es muy útil para la comparación entre distintas formas de refrigeración o máquinas frigoríficas.

Asimismo, también lo es para determinar el coste del frío producido en función del consumo eléctrico consumido.

Despejando el calor intercambiado en el evaporador de la expresión que se ha utilizado para determinar dicho coeficiente se tiene que:

$$Q_{EV} = COP \cdot W_{elec}$$

De esta forma, se muestra que por cada unidad de energía eléctrica [kWh_e] suministrada a la máquina (consumo eléctrico) esta produce COP unidades de frío [kWh] (calor intercambiado en el evaporador o demanda térmica).

Por lo tanto, si el coste de la electricidad es P_{el} [€/kWh_e], el coste por unidad de frío producido será P_{el}/COP . De esta forma se puede estimar el coste de frío producido en función de la energía eléctrica consumida. Naturalmente, el coste real se determina teniendo en cuenta, además, los costes financieros, de instalación y de mantenimiento. Esto se estudia en el capítulo séptimo de este mismo Proyecto.

Teniendo en cuenta únicamente el consumo eléctrico, la instalación que condensa por agua de torre es más eficiente que la que condensa mediante aire exterior. Es decir, necesitará menos energía eléctrica para satisfacer la demanda de frío del edificio.

Ahora bien, el COP que se ha calculado no es un rendimiento desde el punto de vista energético. Para ello es necesario que numerador y denominador se expresen en la misma forma de energía.

Para determinar la eficiencia global de todo el proceso de producción de frío hay que tener en cuenta el rendimiento global de la central productora de electricidad.

En el caso de energía eléctrica de origen fósil, las unidades de calor necesarias para producir W unidades de electricidad serán $Q = W/\eta_c$, siendo η_c el rendimiento global de la central productora de electricidad.

De esta forma, también se puede definir el Coeficiente de Eficiencia Energética como la relación entre el frío producido y el combustible quemado:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q} = \eta_V \cdot \eta_{IS} \cdot \eta_E \cdot \eta_M \cdot \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1}$$

Sin embargo, a efectos de comparar ambos sistemas esta expresión no es útil, ya que el origen o la fuente de energía eléctrica que demandan ambos sistemas es igual.

Por otra parte, se ha realizado una simulación para todos los días de los cuatro meses de verano, para una temperatura del aire exterior superior a 26 °C, mediante el cociente en-

tre el calor intercambiado en el evaporador y el consumo eléctrico, obteniéndose el promedio para cada uno de los sistemas:

$$\text{COP}_{\text{AIRE}} = 2,23$$

$$\text{COP}_{\text{AGUA}} = 3,68$$

De esta forma, se puede considerar que la máquina que condensa por agua de torre es un 65% más eficiente que la que condensa por aire exterior.

5.5. CONSUMO DE AGUA

Este apartado se estudia el consumo de agua de la torre de refrigeración. Es decir, es propio del sistema de condensación por agua.

La potencia del condensador posee una parte de calor sensible (estimada en un 15%) y otra de calor latente (85%), mediante el calor latente y teniendo en cuenta el calor latente de cambio de fase del agua λ , se puede estimar el consumo de agua de la torre por evaporación.

$$Q_{\text{latente}} = 0,85 \cdot Q_{CD}$$

$$Q_{\text{latente}} = \lambda \cdot m_{\text{agua}}$$

Igualando las dos expresiones anteriores y despejando el gasto másico de agua de la torre, se obtiene:

$$m_{\text{agua}} = \frac{0,85 \cdot Q_{CD}}{\lambda}$$

Teniendo en cuenta la potencia del condensador, antes calculada, para el sistema de condensación por agua y el calor latente de cambio de fase del agua ($\lambda = 2400 \text{ kJ/kg}$) se obtie-

ne el consumo de agua en función de la temperatura del aire exterior y la temperatura de bulbo húmedo

$$m_{agua} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (1,0963 \cdot T_{BH} - 244)}{288 \cdot T_{BH} - 34983,53} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Finalmente, dividiendo entre la densidad del agua ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$) y realizando la conversión a horas, se puede obtener el caudal volumétrico en función de la temperatura del aire exterior y la temperatura de bulbo húmedo:

$$V_{agua} = \frac{(T_{EXT} - 26) \cdot (1,0963 \cdot T_{BH} - 244)}{80 \cdot T_{BH} - 9717,65} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Como se parte de temperaturas instantáneas tanto del aire exterior como de bulbo húmedo en períodos de 10 minutos, se suman todos los caudales volumétricos instantáneos de cada mes, para cada uno de los meses de verano, y se divide entre 6. De esta forma, se obtiene el consumo de agua para cada uno de los meses de verano como se muestra en la siguiente tabla:

Mes	Consumo de agua [m ³]
Junio	21,37
Julio	72,13
Agosto	52,17
Septiembre	13,94

Tabla 5.11

Así, el consumo de agua total estimado, para el sistema de condensación por agua de torre, durante el verano de 2010 es de $159,6 \text{ m}^3$.

Capítulo VI

ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

6.1. INTRODUCCIÓN

El estudio medioambiental de cualquier instalación es completamente imprescindible hoy en día. Pero antes de ser capaces de realizar un estudio medioambiental, lo primero es conocer que es la contaminación.

La contaminación es cualquier sustancia o forma de energía que puede provocar algún daño o desequilibrio en un ecosistema, en el medio físico o en un ser vivo. Es siempre una alteración negativa del estado natural del medio ambiente, y es por tanto generada como consecuencia de la actividad humana.

Asimismo, hay que tener en cuenta que el aumento de población provoca también un aumento de la contaminación. De hecho, está muy relacionado el crecimiento de un país con el aumento de la contaminación del mismo.

Los principales problemas medioambientales con los que el ser humano convive son los siguientes:

- La contaminación atmosférica.
- El cambio climático.
- El efecto invernadero.
- La destrucción de la capa de ozono.
- El agotamiento del agua dulce, la acidificación del agua.
- La contaminación de las aguas y suelos.
- El uso de pesticidas y fertilizantes.
- La gran cantidad residuos industriales, sanitarios, urbanos, agrícolas y ganaderos no tratados.
- El deshielo de los glaciales.
- La pérdida de la biodiversidad.
- Deforestación y desertización.

Los problemas medioambientales que pueden repercutir en la ecosostenibilidad de un entorno local:

- Vertido de petróleo y agentes contaminantes en el mar o la tierra.
- Incendios incontrolados.
- Desaparición de especies locales, necesarias para el equilibrio.
- Introducción de especies vegetales o animales, ajenas al entorno y que atentan contra el equilibrio local.
- Construcción masiva en zonas rurales o de reserva.
- Cambio de usos del suelo.
- Ubicación de fábricas contaminantes y/o con mal manejo de residuos, etc.

En la siguiente tabla se representan algunos datos de emisiones de CO₂ en función del combustible utilizado, por unidad de energía.

Combustible	Emisión de CO ₂ [kg/kWh]
Gas natural	0,44
Fuelóleo	0,71
Biomasa	0,82
Carbón	1,45

Tabla 6.1

6.2. EL REFRIGERANTE

Como consecuencia del aumento del nivel de vida en los países desarrollados asistimos a una expansión del mercado de la climatización; tanto para usos domésticos, industriales o de confort. Las instalaciones refrigeradoras son sistemas complejos que transforman las fuentes de energía con el objetivo de producir, en el espacio cerrado y de estancia humana, temperaturas inferiores a la del ambiente. Esta conversión no es directa. La energía comercial se transforma en energía mecánica y posteriormente en energía fluidomecánica que es transportada por el refrigerante.

De esta forma, el refrigerante fluye a través de los componentes del ciclo, experimentando cambios de estado e intercambiando calor con el medio ambiente interior y exterior. De este modo, es el refrigerante el encargado de transportar la energía. Debido a su naturaleza química, sus emisiones a la atmósfera no son deseadas ya que son las responsables de la destrucción del ozono estratosférico y, sobretodo, del aumento del efecto invernadero a nivel planetario.

Los refrigerantes más utilizados, además de los CFCs (derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógenos por átomos de flúor y/o cloro), cuya comercialización está prohibida desde Enero de 1996, son los HCFCs (cuyas moléculas además contienen hidrógeno) como el R22 (en extinción) y R123 y los HFCs R304a, R404A, R407C y R410A. También hay se utilizan refrigerantes inorgánicos como el amoníaco (R717) y el agua (R718) aunque su uso es casi inexistente.

Los refrigerantes utilizados en el ciclo de compresión mecánica trabajan a presiones superiores a la presión atmosférica. De esta forma, parte se acaba fugándose y es transportado a la estratosfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro, dando lugar a la conocida reacción de destrucción de la molécula de ozono. La capa de ozono es un filtro para los rayos ultravioleta que llegan a la Tierra. Esta radiación produce efectos como afecciones en la piel, vista, etc.

En la siguiente figura se muestra la reacción de formación y destrucción del ozono y como el átomo de cloro del refrigerante forma el monóxido de cloro y oxígeno desapareciendo las moléculas de ozono. El monóxido de cloro vuelve a reaccionar con el ozono formándose átomos de cloro y oxígeno y desapareciendo, nuevamente, el ozono; de esta forma se origina una reacción en cadena:

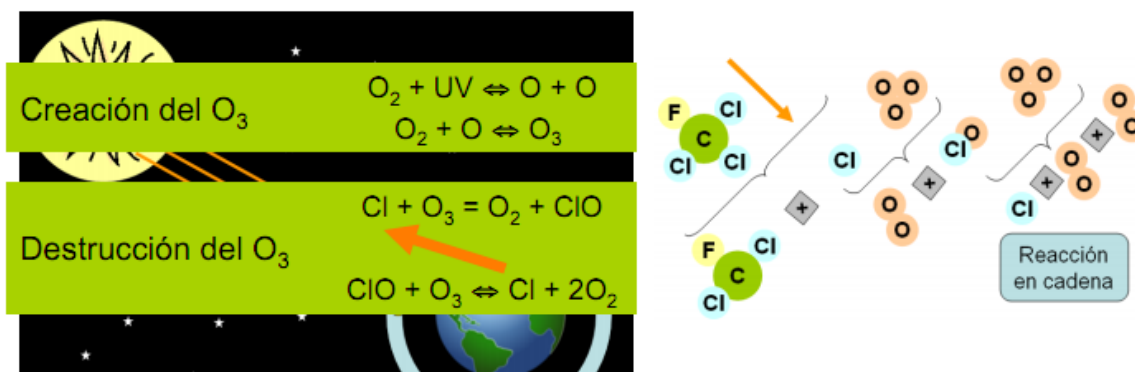


Figura 6.1

Como se ha explicado, la disminución de la concentración de ozono trae como consecuencia que no se absorban las radiaciones ultravioleta de mayor energía. Estas radiaciones van a parar a la superficie de la Tierra. La acción de los CFCs y HCFCs, que disminuyen la concentración de ozono, provocan así la alteración del equilibrio existente y aumentan la aparición de enfermedades relacionadas con las radiaciones ultravioletas más energéticas.

En la siguiente tabla se muestra el Potencial Destructor del Ozono (ODP) y la vida media para los refrigerantes CFCs y HCFCs más representativos:

Refrigerante	Vida media [años]	ODP
R11 (CFC)	60	1
R12 (CFC)	130	0,95
R113 (CFC)	90	0,85
R114 (CFC)	200	0,70
R123 (HCFC)	1,6	0,02
R22 (HCFC)	15	0,05
Amoniaco	1,7	0
Agua	Natural	0

Tabla 6.2

Como se observa, el refrigerante R11 se utiliza como referencia (ODP=1)

Antes de la década de 1980, los refrigerantes más usados eran el R12 y el R22. El segundo tuvo mayor relevancia en el uso para aire acondicionado. También cabe destacar el R11 debido a su bajo punto de ebullición, lo que permitía construir sistemas de baja presión. La producción de R12 cesó a mediados de la década de 1990. La producción de R22 es prácticamente nula en 2011. De esta forma, en los últimos años han aparecido otros refrigerantes más respetuosos con el medioambiente y que son denominados HFCs y refrigerantes mezclas.

Los HFCs (hidrofluorocarbonos) incluyen refrigerantes como el R134a y el R124. Contienen uno o más átomos de hidrógeno y no tienen átomos de cloro. Son considerados con cero potencial de daño a la capa de ozono (ODP=0). Tienen, únicamente, un ligero efecto sobre el calentamiento global, que veremos posteriormente.

Los refrigerantes mezclas, referida a azeotrópicos y zeotrópicos. Su uso está incrementándose día a día. Los azeotrópicos no cambian su composición cuando son usados en sistemas de refrigeración. Los refrigerantes zeotrópicos también son mezclas compuestas de varios refrigerantes, sin embargo, su composición volumétrica y temperatura de evapora-

ción cambia. Los primeros son identificados como R5xx y los segundos por R4xx. También presentan un efecto sobre el calentamiento global.

En el siguiente gráfico se muestran algunos de estos nuevos refrigerantes comparados con los HCFC y CFC y su Potencial Destructor del Ozono:



Figura 6.2

Los inconvenientes de estos refrigerantes son un precio mayor, aproximadamente tres veces más caros, y unos rendimientos algo inferiores a los CFCs y HCFCs.

Como se ha dicho antes, los nuevos refrigerantes no dañan la capa de ozono, pero si tienen un efecto negativo sobre el calentamiento global.

En la composición de la atmósfera intervienen los gases naturales como el dióxido de carbono, el metano, el vapor de agua, los óxidos nitrosos o el ozono. Todos ellos tienen una propiedad común: son opacos a la radiación infrarroja emitida por La Tierra. Es decir, impiden que la radiación infrarroja emitida por La Tierra sea transferida al espacio exterior. Se comportan como un aislante térmico conservando el calor terrestre. Es un fenómeno natural que colabora al mantenimiento del equilibrio térmico del planeta.

Los refrigerantes utilizados en climatización, una vez dispersados por la atmósfera, tienen la propiedad de ser opacos a la radiación infrarroja. Por tratarse de gases artificiales, que nunca han estado presentes en la naturaleza, el calentamiento global que producen se suma al efecto invernadero producido por los gases naturales, haciendo que disminuya la radiación infrarroja emitida al espacio exterior y, en consecuencia, impidiendo que se en-

fríe La Tierra. Esto supone, aproximadamente, el 27% del calentamiento global por este tipo de gases. Este calentamiento global es conocido como efecto invernadero.

La forma más común de valorar y comparar el efecto invernadero de los diferentes gases es el Potencial de Calentamiento Global (PCG o GWP).

El Potencial de Calentamiento Global determina la contribución particular de cada refrigerante al efecto invernadero. Es un índice relativo, siendo el gas de referencia el dióxido de carbono, el gas que más contribuye (55%), al que se le asigna un valor a la unidad. A la contribución propia del refrigerante se le denomina efecto directo.

En la siguiente tabla se muestra el Potencial de Calentamiento Global para los refrigerantes más utilizados en la actualidad y el dióxido de carbono, para un horizonte de tiempo de integración de 25 años:

Refrigerante	PCG
CO ₂	1
R22	1700
R404A	3260
R407C	1525
R410A	1725
R134a	1300
R502	5600

Tabla 6.3

6.3. IMPACTO AMBIENTAL

Los impactos ambientales más importantes, producidos por sistemas frigoríficos utilizados en climatización son la destrucción del ozono atmosférico y el incremento del efecto invernadero. Como hemos visto en el apartado anterior, el último toma mayor importancia hoy en día considerando que los nuevos refrigerantes apenas dañan la capa de ozono, sin embargo, si contribuyen de manera importante al calentamiento global.

El potencial de efecto invernadero es la suma del efecto directo, el calentamiento originado por la presencia del propio gas refrigerante y el efecto indirecto, o sea, el dióxido de carbono lanzado a la atmósfera como consecuencia del combustible fósil quemado para

producir la energía eléctrica, o el calor, necesario para hacer funcionar la instalación frigorífica durante toda su vida útil.

Se suele denominar PEI o TEWI (en inglés) al potencial de efecto invernadero, es decir, es el parámetro que valora la contribución global del sistema frigorífico al efecto invernadero del planeta.

Por esta razón el PEI está ligado a la eficiencia de la producción de frío. Esta es la razón por la que la mencionada eficiencia debe ser calculada en función del combustible quemado, quedando así justificada la definición de un CEE para la conversión del combustible a frío.

De esta forma:

$$PEI = PEID + PEII$$

Potencial de Efecto Invernadero Directo (PEID).

Como se ha dicho, el Potencial de Efecto Invernadero Directo generado por un sistema frigorífico durante la vida del sistema, es una característica propia del refrigerante y se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$PEID = f \cdot C \cdot PCG \cdot N$$

Donde:

f = Tanto por uno de refrigerante que, anualmente, se fuga de la instalación.

C = Carga de refrigerante [kg].

PCG = Potencial de Efecto Invernadero propio del refrigerante [kg de CO₂/kg de refrigerante].

N = Número de años de funcionamiento de la instalación.

El Potencial de Efecto Invernadero Directo es igual para los dos tipos de instalación, para condensación por aire y condensación por agua, pues los factores de dicha expresión son iguales o similares para ambos. Sin embargo, las instalaciones que condensan por agua pueden suponer menor riesgo de fugas de refrigerantes como consecuencia de la menor temperatura y consiguiente menor presión de condensación.

El refrigerante que se va a utilizar en la instalación es el R410A

Se estima que el 0,75 % del refrigerante se fuga a la atmósfera cada año dentro de los nuevos refrigerantes. De esta forma tenemos que:

$$f = 0,0075$$

La carga de refrigerante, según los apuntes de “Producción de frío por compresión mecánica” de Marcelo Izquierdo, tenemos los siguientes valores de carga en función del tipo de instalación:

	Potencia eléctrica demandada por la instalación [kW]	Carga de refrigerante por unidad de potencia eléctrica demandada [kg/kW]
Pequeña instalación	< 100	1
Media instalación	100 - 300	0,6
Gran instalación	> 300	0,3

Tabla 6.4

Se ha tomado la máxima demanda eléctrica del año 2010, situándonos en una “Media instalación” para ambos sistemas.

$$C = 174 \text{ kg}$$

El número de años previstos que va a estar operativa la instalación son 25. Por lo que:

$$N = 25 \text{ años}$$

Potencial de Efecto Invernadero propio del R410A es 1725.

De esta forma podríamos calcular el Potencial de Efecto Invernadero Directo para la instalación del edificio multiplicando todos los factores de la expresión.

$$\text{PEID} = 56278,12 \text{ kg de CO}_2$$

Potencial de Efecto Invernadero Indirecto (PEII).

El Potencial de Efecto Invernadero Indirecto (PEII) es aquel generado por el dióxido de carbono producido al quemar el combustible fósil necesario para generar la electricidad que consume la instalación de compresión mecánica, o bien, para producir el calor necesario para accionar al sistema. En el caso de un sistema de compresión mecánica se puede obtener aplicando la siguiente expresión:

$$PEII = (W_{cp} + W_{eq}) \cdot peii \cdot n \cdot N$$

Donde:

W_{cp} = Consumo del compresor [kW].

W_{eq} = Consumo de los equipos auxiliares [kW].

$peii$ = Masa de CO₂ vertida a la atmósfera por unidad de energía frigorífica producida [kg/kWh].

n = Número de horas de funcionamiento al año [hora].

N = Número de años de funcionamiento de la instalación.

Para determinar el Potencial de Efecto Invernadero Indirecto se realiza una simulación a partir de los parámetros térmicos del año 2010. De este modo, conocida la temperatura seca y temperatura de bulbo húmedo del aire exterior para los meses de verano cada diez minutos, se puede determinar la cantidad de CO₂ producida por el consumo de la instalación cada diez minutos. Así, se puede utilizar la siguiente expresión, adaptada a los datos con los que se cuenta:

$$PEII = \sum [(W_{cp} + W_{eq})_{pm} \cdot h] \cdot peii \cdot N$$

Donde:

$(W_{cp} + W_{eq})_{pm}$ = Suma de la consumo eléctrico del compresor y equipos auxiliares promediado para cada uno de los meses de verano, considerando las 24 horas del día y todos los días del mes [kW].

h = Número de horas de cada mes [hora].

Debido a que el consumo para cada uno de los dos sistemas es distinto, la cantidad de dióxido de carbono generado para cada sistema es distinto:

En la siguiente tabla se muestra $(W_{cp}+W_{eq})_{pm}$ para cada uno de los meses de verano y para cada uno de los dos sistemas.

	$(W_{cp}+W_{eq})_{pm}$ aire [kW]	$(W_{cp}+W_{eq})_{pm}$ agua [kW]
Junio	9,70	5,99
Julio	36,41	20,10
Agosto	25,48	14,44
Septiembre	6,19	3,87

Tabla 6.5

En la siguiente tabla se muestra el número de horas de cada mes:

Mes	Horas
Junio	720
Julio	744
Agosto	744
Septiembre	720

Tabla 6.6

El peii es una característica de la fuente de energía y del refrigerante usado. Nos muestra la cantidad de dióxido de carbono generado para producir la unidad de frío (kWh) para cada refrigerante. En España la electricidad tiene un origen diverso, relacionado con la energía primaria utilizada el kWh eléctrico tiene la procedencia que se muestra en la siguiente tabla.

Origen	[%]
Energía térmica	55
Energía hidráulica	13
Energía nuclear	30
Energías renovables	2

Tabla 6.7

La electricidad de origen hidráulico, nuclear y de fuentes renovables, que supone un peso del 45% en la composición de la potencia para generar frío, no produce dióxido de carbono, y por lo tanto no contribuye al efecto invernadero. El 55% restante, la energía térmica, es de origen fósil y es generada quemando carbón, fuelóleo y gas natural en una proporción de 87%, 12% y 1% respectivamente.

La masa de dióxido de carbono vertida a la atmósfera por una central termoeléctrica al producir un kWh de electricidad quemando carbón es 1,12 kg; 0,94 kg si el combustible es fuelóleo y 0,57 kg si es gas natural.

Teniendo en cuenta la proporción de las fuentes de energía primaria en la composición energética de la potencia eléctrica como una media muy aproximada de la composición de la potencia eléctrica consumida en España, se puede calcular la masa de dióxido de carbono vertida a la atmósfera al producir un kWh de frío para cada refrigerante. Según un estudio presentado por los profesores de la Universidad Carlos III Pedro Rodríguez, Antonio Lecuona, Mercedes de Vega y Marcelo Izquierdo, se tienen los siguientes datos:

Refrigerante	peii [Kg CO ₂ /kWh]
R11	0,14
R123	0,15
R22	0,20
R12	0,20
R134a	0,22
R410A	0,22
R407C	0,23

Tabla 6.8

Para el refrigerante R410A, se tiene:

$$peii = 0,22$$

Al igual que en el efecto directo, en el indirecto también se considera 25 años como el número de años previsto de funcionamiento de la instalación.

Aplicando la expresión adaptada para el cálculo del Potencial de Efecto Invernadero Indirecto, se obtiene, para cada uno de los dos sistemas.

$$\text{PEII (aire)} = 331529,88 \text{ kg de CO}_2$$

$$\text{PEII (agua)} = 184382,89 \text{ kg de CO}_2$$

Potencial de Efecto Invernadero.

Habiendo calculado el potencial de efecto invernadero directo e indirecto, se procede a calcular el total, que es la suma de ambos, para los dos sistemas:

$$\text{PEI (aire)} = 387808 \text{ kg de CO}_2$$

$$\text{PEI (agua)} = 240661,01 \text{ kg de CO}_2$$

En el siguiente gráfico se muestra la distribución entre el efecto causado por la fuga de refrigerante (efecto directo) y el proveniente del consumo de la instalación (indirecto) para cada uno de los dos sistemas.

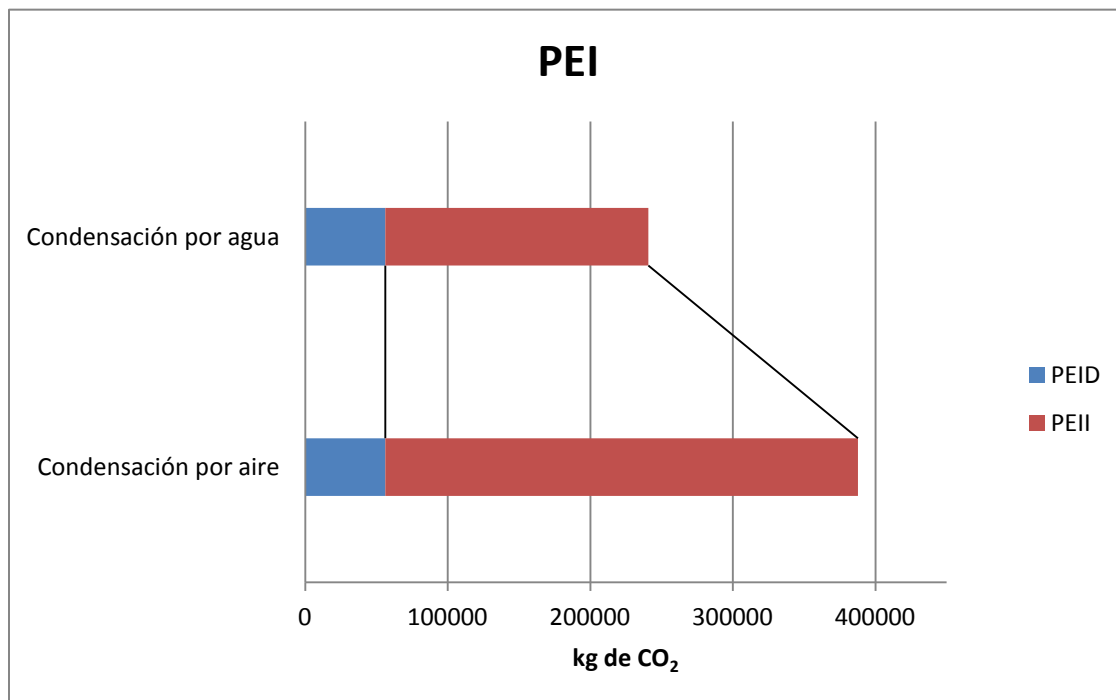


Figura 6.3

De esta forma se conseguiría evitar la emisión de 147 toneladas de CO_2 mediante la instalación de condensación por agua de torre respecto a la de condensación por aire.

Árboles equivalentes.

De promedio, un árbol absorbe aproximadamente 37,8 kg de CO_2 al año, en 25 años serán 945 kg de CO_2 . En nuestro caso, se necesitarían 411 árboles para el sistema de condensación por aire y 255 árboles para el sistema de condensación por agua de torre para absorber la emisión de CO_2 .

Capítulo VII

ESTUDIO ECONÓMICO

7.1. INTRODUCCIÓN

Este capítulo se centra en el estudio económico para la instalación de refrigeración mediante condensación por aire exterior y la instalación que refrigera mediante condensación por agua de torre. Asimismo, se comparan ambos sistemas.

Para ello, se ha realizado una estimación del presupuesto o inversión inicial para cada uno de los dos sistemas. Posteriormente, se ha estudiado el gasto anual en consumo eléctrico y mantenimiento para cada sistema y, por último, se ha evaluado la rentabilidad de una instalación frente a la otra.

7.2. INVERSIÓN INICIAL

El presupuesto o inversión inicial se trata de una estimación ofrecida por una empresa instaladora de DAIKIN ESPAÑA. De este modo, no es un presupuesto exacto pero si es útil a la hora de comparar la inversión inicial para cada uno de los dos sistemas para llevar a cabo el estudio económico del Proyecto.

Este presupuesto se ha realizado a partir de la potencia máxima requerida para cada uno de los sistemas así como planos, descripción y situación del edificio objeto del Proyecto.

Sistema de condensación por aire exterior.

A continuación se muestra una tabla con los costes para cada elemento. Se incluye tanto el gasto de la máquina enfriadora, cuyas especificaciones se encuentran en el Anexo III de este mismo Proyecto, como de cada uno de los costes de los conceptos necesarios para llevar a cabo la instalación según el instalador. Se incluye impuestos.

CONCEPTO	PRECIO [€]
Enfriadora Daikin EWAD250D-SL000	28653
Instalación eléctrica	5650
Bancada	1300
Conexiones hidráulica	2450
Grúa	3900
Grupo de bombeo	9000
Puesta en marcha	5500
TOTAL	56453

Tabla 7.1

Sistema de condensación por agua de torre.

En la siguiente tabla se muestran, al igual que en el caso de condensación por aire exterior, los costes para cada elemento incluyendo tanto el gasto de la máquina enfriadora y torre de refrigeración, cuyas especificaciones se encuentran en el Anexo III de este mismo Proyecto, como de cada uno de los costes de los conceptos necesarios para llevar a cabo la instalación. Se incluye impuestos.

CONCEPTO	PRECIO [€]
Enfriadora Daikin EWWD260G-SS000	27538
Torre de refrigeración RMA 460	7743
Instalación eléctrica	6500
Bancada	1300
Conexiones hidráulica	6700
Grúa	5900
Grupo de bombeo	14000
Puesta en marcha	8000
TOTAL	77681

Tabla 7.2

En el siguiente gráfico se muestra la inversión inicial para cada uno de los dos sistemas.

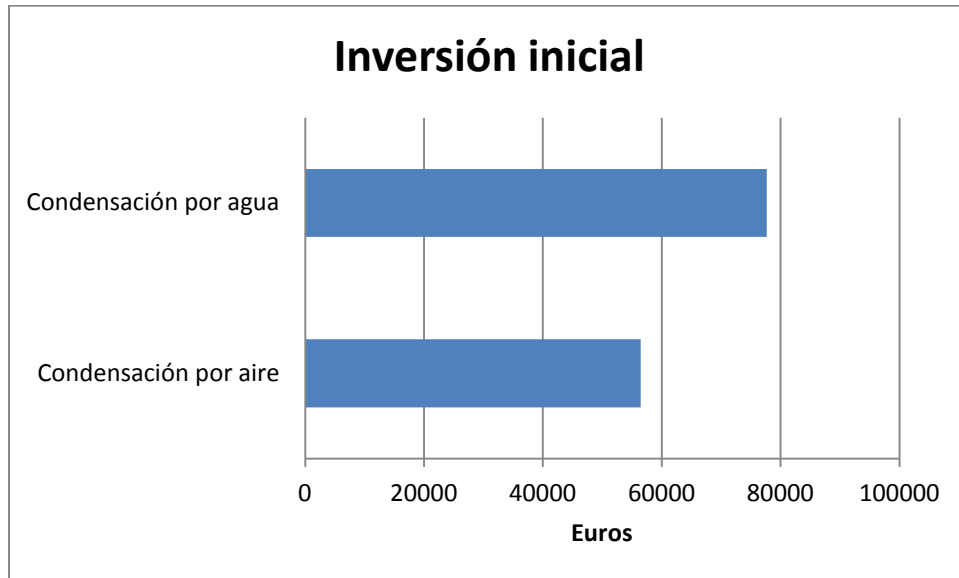


Figura 7.1

La inversión inicial del sistema de condensación por agua de torre es un 37,60% más elevada que la inversión inicial del sistema de condensación por aire.

7.3. ESTIMACIÓN DEL COSTE ANUAL

En este apartado se ha tenido en cuenta el gasto económico que supone satisfacer la demanda de electricidad que cada uno de los dos sistemas requiere, el consumo de agua en el caso del sistema de condensación por agua de torre, así como los costes anuales destinados al mantenimiento de las instalaciones.

Coste del consumo eléctrico anual.

Teniendo en cuenta el consumo eléctrico total para el verano de 2010, calculado en el Capítulo V de este mismo Proyecto para cada uno de los dos sistemas en kWh, y el coste actual de este mismo en €/kWh, se ha procedido a calcular el coste del consumo eléctrico anual para cada uno de los dos sistemas.

La tarifa vigente de electricidad en España es necesaria para el cálculo del coste del consumo eléctrico anual. Concretamente, la tarifa que se muestra a continuación es la resolución de los precios del término de potencia y de los términos de energía de la tarifa sin discriminación horaria de último recurso aplicable a partir del 1 de enero de 2012, según se establece en la Orden IET/3586/2011, de 20 de diciembre.

TÉRMINO DE POTENCIA (Término fijo).

$$TPU = 20,633129 \frac{\text{€}}{\text{kW} \cdot \text{año}} = 0,056491 \frac{\text{€}}{\text{kW} \cdot \text{día}}$$

TÉRMINO DE ENERGÍA SIN DISCRIMINACIÓN HORARIA (Término variable).

$$TEU = 0,152559 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

En la siguiente tabla se muestra el consumo eléctrico instantáneo máximo para cada uno de los dos sistemas, están calculados en el Capítulo V de este mismo Proyecto. De esta forma se puede establecer el aumento del término de potencia a contratar después de la instalación.

Consumo instantáneo máximo [kW]	
Condensación por aire exterior	145,28
Condensación por agua de torre	70,95

Tabla 7.3

En la siguiente tabla se muestra el coste debido al aumento del término de potencia para cada uno de los dos sistemas, obtenido multiplicando el consumo instantáneo máximo por el precio del término de potencia al año.

	Coste término fijo [€]
Condensación por aire exterior	2995,93
Condensación por agua de torre	1463,91

Tabla 7.4

A continuación se muestra el consumo eléctrico total para el año 2010 para cada uno de los dos sistemas de condensación, también calculado en el Capítulo V de este Proyecto:

	Consumo eléctrico total [kWh]
Condensación por aire exterior	52555,34
Condensación por agua de torre	31733,62

Tabla 7.5

Multiplicando el consumo eléctrico total por el coste del kWh eléctrico o término de energía sin discriminación horaria, indicado antes, se obtiene el coste anual de consumo eléctrico para cada uno de los dos sistemas como se muestra a continuación:

	Coste término variable [€]
Condensación por aire exterior	8017,79
Condensación por agua de torre	4841,25

Tabla 7.6

Sumando los costes de los términos fijo y variable y añadiendo el impuesto sobre electricidad y sobre valor añadido se calcula el coste total anual en electricidad que se muestra en la siguiente tabla:

	Coste anual en electricidad [€]
Condensación por aire exterior	13643,40
Condensación por agua de torre	7804,65

Tabla 7.7

De esta forma, el coste anual derivado del consumo eléctrico es un 74,82% superior para el sistema de condensación por aire exterior.

Coste de mantenimiento anual.

Habiéndose contactado con varias empresas dedicadas al mantenimiento integral de instalaciones térmicas, se recibieron diversos presupuestos.

Según los presupuestos más económicos, la instalación de condensación por aire exterior tendría un coste anual del 3% de la inversión inicial. Asimismo, la de condensación por agua de torre tendría un coste anual del 5% de la inversión inicial.

De esta forma el coste anual para mantener cada uno de los sistemas se estima en la siguiente tabla:

	Coste anual en mantenimiento [€]
Condensación por aire exterior	1693,59
Condensación por agua de torre	3884,05

Tabla 7.8

Cabe destacar que este coste de mantenimiento incluye el coste derivado de revisión para la prevención y control de la legionella para el sistema evaporativo.

De esta forma, el coste anual en mantenimiento es un 68% superior para el sistema de condensación por agua de torre.

Coste de agua en el sistema de condensación por agua.

El consumo directo de agua estimado para el verano de 2010 es de 159,61 m³

Teniendo en cuenta el precio del agua en la Comunidad de Madrid, para “uso comercial” con un consumo superior a 101 m³ (2,25 €/m³) se puede estimar el coste de agua para el sistema de condensación por agua de torre: 359,12€.

Coste anual estimado.

Sumando los costes derivados de consumo eléctrico, consumo de agua y los costes de mantenimiento se obtiene el coste anual estimado para ambos sistemas.

	Coste anual estimado [€]
Condensación por aire exterior	15336,96
Condensación por agua de torre	12048,12

Tabla 7.9

De esta forma, el coste anual para el sistema de condensación por aire exterior se estima en un 27,5% superior al sistema de condensación por agua de torre.

En el siguiente gráfico se muestra la proporción de cada uno de los costes estimados para cada uno de los dos sistemas:

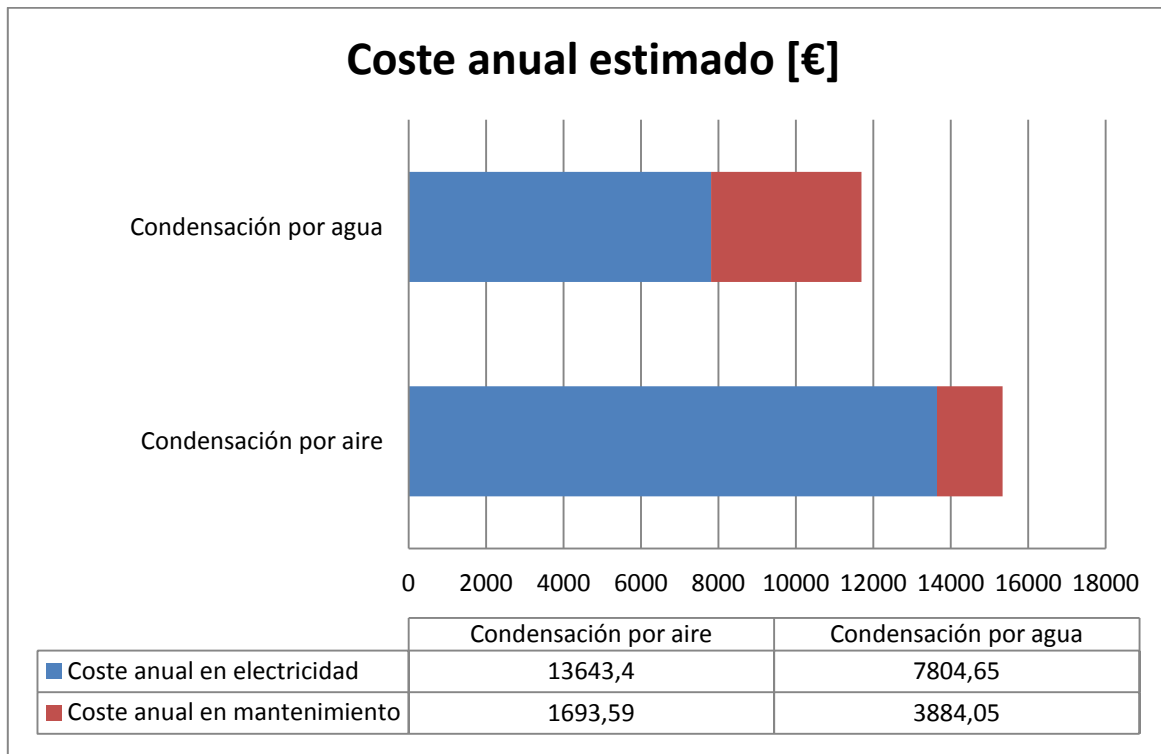


Figura 7.2

7.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA

El payback o “plazo de recuperación” es un criterio de valoración de inversiones que permite seleccionar un determinado proyecto en base a cuánto tiempo se tardará en recuperar la inversión inicial mediante los flujos de caja.

El payback tiene en cuenta la cronología de los distintos flujos de caja, y gracias a él, se puede conocer en qué año la inversión inicial iguala a los flujos de caja neto y se comienza a obtener beneficios.

Se ha estudiado el plazo de recuperación del sobrecoste de la inversión inicial de la instalación del sistema de condensación por agua de torre frente a la instalación del sistema de condensación por aire exterior. Es decir, a partir de qué año la instalación de la primera empieza a ser rentable frente a la instalación de la segunda.

La expresión que permite calcularlo es:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

Donde:

V_t = Flujos de caja de cada período t . En nuestro caso, el ahorro del coste anual estimado para el sistema de condensación por agua de torre frente al que condensa mediante aire exterior [€].

I_0 = Desembolso inicial de la inversión. En nuestro caso es el sobrecoste de la instalación del sistema de condensación por agua de torre frente al que condensa mediante aire exterior [€]

n = Número de períodos considerados. En nuestro caso 25 años.

k = Tipo de interés. En nuestro caso se ha tomado la media de los últimos 10 años del tipo de interés de referencia en Europa (EURIBOR) y se ha sumado cuarto de punto porcentual: 3,02%.

Para el ahorro del coste anual estimado, se ha hecho la diferencia de los costes anuales estimados para cada uno de los dos sistemas, teniéndose en cuenta la inflación. Se ha tomado el valor medio de los últimos 10 años (2,84%).

En la siguiente tabla se observa el ahorro anual estimado para el sistema de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire exterior, así como el valor actual neto (VAN) para cada año:

Año	Vt	VAN
1	3.325,26 €	-17.939,00 €
2	3.429,89 €	-14.702,18 €
3	3.537,50 €	-11.119,90 €
4	3.648,16 €	-7.230,21 €
5	3.761,96 €	-3.230,06 €
6	3.879,00 €	883,70 €
7	3.999,36 €	6.114,29 €
8	4.123,13 €	10.465,04 €
9	4.250,43 €	14.939,34 €
10	4.381,33 €	19.540,71 €
11	4.515,96 €	24.272,76 €
12	4.654,41 €	29.139,20 €
13	4.796,79 €	34.143,85 €
14	4.943,21 €	39.290,63 €
15	5.093,80 €	44.583,58 €
16	5.248,66 €	50.026,85 €
17	5.407,91 €	55.624,70 €
18	5.571,69 €	61.381,54 €
19	5.740,12 €	67.301,87 €
20	5.913,34 €	73.390,34 €
21	6.091,47 €	79.651,72 €
22	6.274,67 €	86.090,92 €
23	6.463,06 €	92.713,00 €
24	6.656,81 €	99.523,14 €
25	6.856,06 €	106.526,69 €

Tabla 7.10

Durante los primeros años de funcionamiento, el VAN es negativo, debido a que todavía no se ha recuperado toda la inversión inicial de capital.

El VAN se anula en el sexto (6) año y a partir del mismo se empieza a obtener beneficios netos, es decir, ganancias económicas o rentabilidad de la instalación del sistema de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire exterior.

Mediante el sistema de condensación por agua de torre se podría llegar a ahorrar 106.526,69 €, considerando que el aumento de los costes de la electricidad y mantenimiento son iguales a los de la inflación y si la vida útil de la instalación es de 25 años.

A continuación se muestra una gráfica de la evolución del ahorro anual estimado para el sistema de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire exterior, suponiendo una inflación constante y de valor 2,84%:

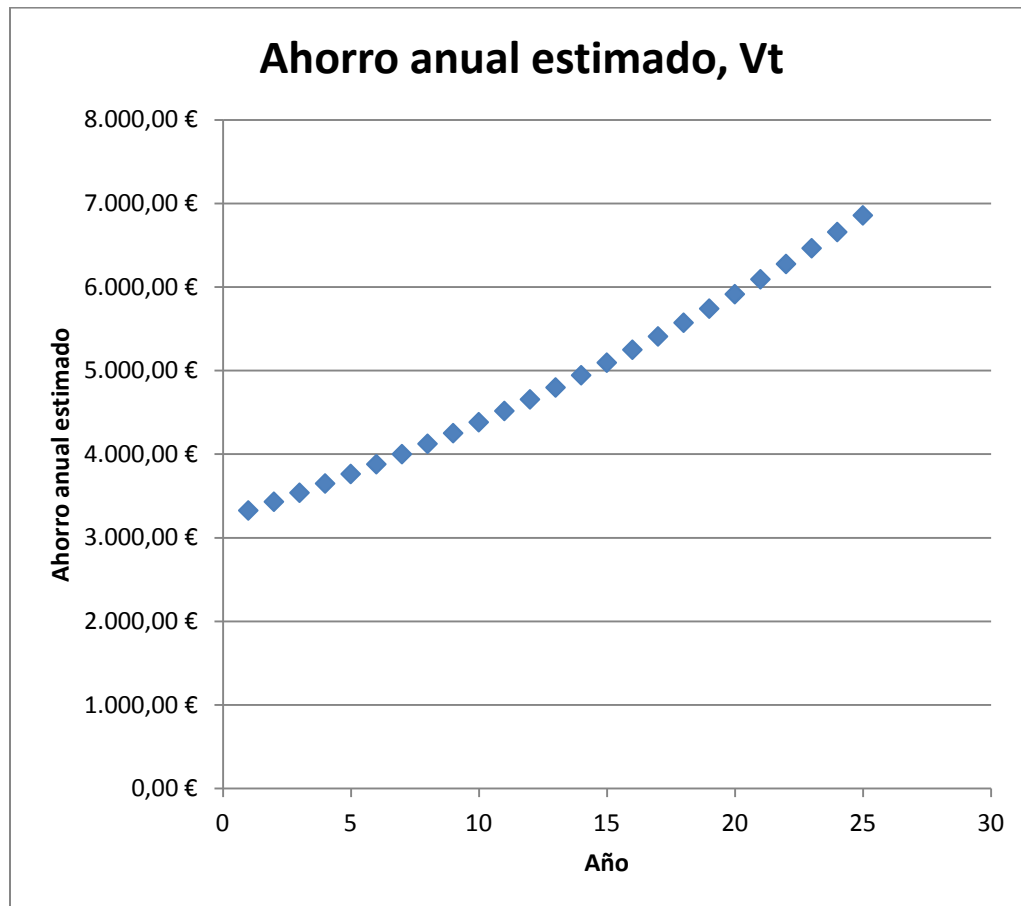


Figura 7.3

Y, a continuación, se muestra el VAN a lo largo del tiempo:

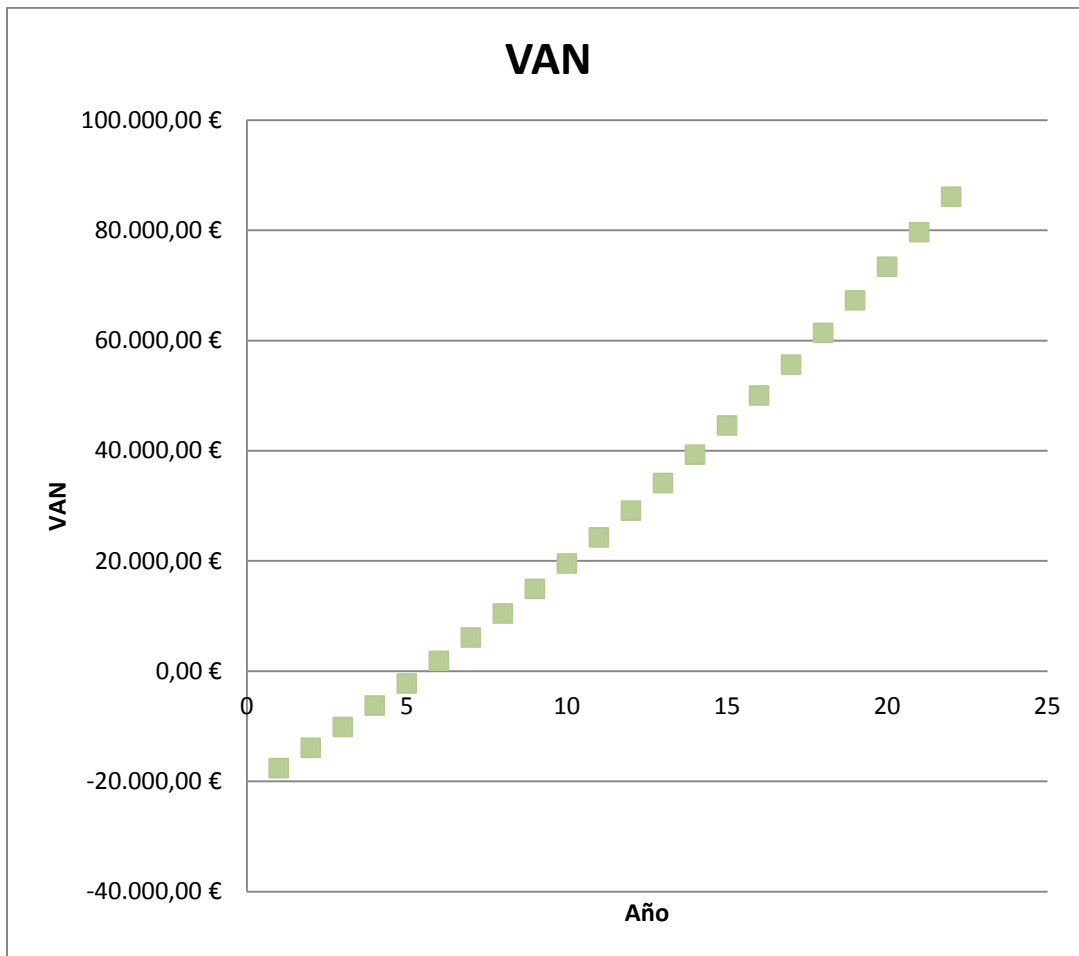


Figura 7.4

Capítulo VIII

CONCLUSIONES

El objetivo de este Proyecto ha sido comparar el sistema de condensación por agua de torre frente al sistema de condensación por aire para el edificio Juan Benet de la Universidad Carlos III, ubicado en la localidad de Leganés perteneciente a la Comunidad de Madrid.

En este capítulo se exponen las principales conclusiones a las que se ha llegado, así como las consideraciones que se han llevado a cabo.

Una vez expuestos, en el estudio preliminar, los motivos económicos, energéticos, legales y medioambientales que originan la necesidad de renovación de las instalaciones de climatización, se procedió a analizar y comparar, de modo cuantitativo, la posibilidad de instalación de una máquina frigorífica que condensa por agua de torre frente a otra que condensa mediante aire exterior a partir de los datos de partida: temperaturas del aire exterior (temperaturas secas) y temperaturas de bulbo húmedo (temperaturas húmedas) de los cuatro meses de verano del año 2010 en la localidad de Leganés.

Conforme a lo expuesto en los capítulos del presente proyecto se opta por la instalación del sistema de condensación por agua de torre.

La simulación realizada para el verano de 2010 revela que el consumo eléctrico estimado para el sistema de condensación por agua es un 39,6% inferior al sistema de condensación por aire. Esto se traduce en un ahorro de unos 5900€ anuales en electricidad y un ahorro de 3300€ descontando el sobre coste de los gastos de mantenimiento y consumo de agua para el sistema evaporativo.

A partir del séptimo año de instalación, el sobre coste de la inversión inicial de la instalación que utiliza el sistema de condensación por agua frente al de aire estaría completamente amortizado.

Cabe destacar que las instalaciones dotadas de un sistema de condensación por agua mediante torre de refrigeración existentes en España suponen un ahorro de potencia eléctrica generada de 2839 MW (Fuente: Anefryc), esto equivale a la potencia generada por tres centrales nucleares de tipo medio o siete centrales térmicas de ciclo combinado. La aparición de la condensación por agua es, sin duda, un alivio para los serios problemas de suministro eléctrico que tiene España.

Respecto al consumo de agua, en el Proyecto se ha tenido en cuenta las pérdidas directas, es decir, aquellas que se originan en la propia instalación y que repercuten directamente en coste de dicho consumo.

Sin embargo, no se ha tenido en cuenta el agua consumida indirectamente, es decir, aquella originada en las centrales generadoras de electricidad. En ellas, se consume aproximadamente 100 litros de agua por cada kWh producido. En nuestro caso, esto supondría, aproximadamente, un ahorro de 1782 m^3 de agua con el empleo de la condensación por agua frente a la condensación por aire considerando ambos consumos de agua (directo e indirecto).

Desde el punto de vista medioambiental, la instalación que condensa por agua también es más ventajosa; el menor consumo eléctrico en el edificio acarrea menos emisiones de dióxido de carbono en la producción de la correspondiente energía eléctrica; en nuestro caso, el potencial de efecto invernadero a 25 años manifiesta cerca de 150 toneladas de dióxido de carbono vertidas a la atmósfera menos que la instalación que condensa mediante aire.

Cabe destacar, además, que en el presente Proyecto se ha considerado el mismo potencial de efecto invernadero directo para ambos sistemas, sin embargo, las instalaciones que condensan por agua pueden suponer menor riesgo de fugas de refrigerantes como consecuencia de la menor temperatura y consiguiente menor presión de condensación.

Por otra parte, las torres de refrigeración y condensadores evaporativos constituyen, hoy en día, una tecnología segura, siempre y cuando estén bajo un mantenimiento adecuando desde el punto de vista mecánico y sanitario. La infundada vinculación de diferentes brotes de legionella pneumophila a los equipos de enfriamiento y condensación evaporativos, así como la existencia de una rigurosa y estricta legislación, están propiciando el uso indiscriminado de sistemas de condensación por aire que, sin embargo, presentan las desventajas indicadas anteriormente.

Capítulo IX

BIBLIOGRAFÍA

- *Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE)*, Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio y sus instrucciones técnicas IT.
- *Código Técnico en la Edificación (CTE)* y su documento básico HE-Ahorro de energía, Real Decreto 314/2006, de 17 de Marzo.
- *Norma Básica de la Edificación sobre condiciones Térmicas en los edificios (NBE-CT 79)*, Real Decreto 2429/79, de 6 de Julio.
- *Norma UNE-EN 13779*. Referente a la ventilación de edificios no residenciales. Método para el cálculo de la carga térmica de ventilación.
- *Manual de Aire Acondicionado*. Carrier. Ed. Marcombo. 1994.
- *Cargas Térmicas 2009/2010*. Mercedes de Vega.
- *Equipos. Características constructivas y operativas*. Mercedes de Vega.
- *Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO₂ emissions*. Marcelo Izquierdo, Amancio Moreno, Néstor García y Arturo González Gil.
- *Fluidos caloportadores para máquinas con ciclo de refrigeración*. Amancio Moreno.
- *Guía Técnica: Torres de refrigeración. Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización*. IDAE.
- *Calor y frío industrial: Producción de frío por compresión mecánica*. Marcelo Izquierdo Millán.
- *Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta edición*. Ed. Prentice-Hall. Frank P. Incropera y David P. De Witt.
- *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Ed. Reverte. M. J. Moran y H. N. Shapiro. 1995.
- <http://www.atean.es/dfile.asp?f=boletin/febrero2010.pdf>

- *Proyecto de Climatización de un edificio industrial mediante aire o suelo radiante: comparación de ambos sistemas.* Adrian Gozalo.
- *Psicrometría. Tema 9. Ingeniería Térmica I.* Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III.
- http://www.ietcc.csic.es/fileadmin/Ficheros_IETcc/Web/EventosPublicaciones/CEMCO/S7/S7_10_M_Izquierdo.pdf

ANEXO I

CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Se utilizará la siguiente expresión para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor del edificio. Dicha expresión está destinada para un cerramiento formado por un conjunto de láminas de diferentes materiales:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}}$$

Donde:

K = Coeficiente global de transferencia de calor del cerramiento [W/m²K].

h_e = Coeficiente superficial de transmisión de calor exterior (convección exterior) [W/m²K].

h_i = Coeficiente superficial de transmisión de calor interior (convección interior) [W/m²K].

L = Espesor de cada material que compone el cerramiento [m].

k_i = Coeficiente de conductividad térmica. Propia de cada material que compone el cerramiento. Se obtiene del Anexo 2 de la norma NBE-CT-79 [W/mK].

COEFICIENTES DE CONVECCIÓN

Los coeficientes de convección exterior e interior aplicados en la expresión de arriba se obtienen de la norma NBE-CT-79 en su Anexo 2 a partir de la situación y posición del cerramiento y sentido del flujo de calor a través del mismo y se detallan a continuación:

Cerramientos verticales:

$$\frac{1}{h_e} = 0,06 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,11 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

Cerramientos horizontales con flujo de calor ascendente en periodo de verano:

$$\frac{1}{h_e} = 0,05 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,17 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

Particiones interiores verticales:

$$\frac{1}{h_e} = 0,11 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,11 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

Para el cálculo del peso de los muros por metro cuadrado se utiliza la siguiente expresión:

$$\frac{P}{m^2} = \sum \rho L$$

Donde:

ρ = Densidad aparente de la capa del material [kg/m^3].

L = Espesor del cerramiento [m]

La composición de los cerramientos y los coeficientes de transferencia de calor para cada cerramiento se muestran a continuación.

MUROS EXTERIORES

MATERIAL	ESPESOR [cm]	DENSIDAD [kg/m ³]	COEF. CON-DUC. [W/m ² K]	RESISTENCIA TÉRMICA [m ² K/W]
Ladrillo macizo	24	1800	0,87	0,275
Cemento	1,5	200	1,4	0,0107
Cámara de aire	5			0,18
Poliestileno extrusionado	4	33	0,033	1,21
Ladrillo hueco	10	1200	0,49	0,204
Yeso	2	800	0,3	0,066

Tabla A1.1

$$K_{MUROS\ EXTERIORES} = 0,48 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$\frac{P}{m^2} = 600 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

SUELOS DE PLANTAS 1,2 Y 3

MATERIAL	ESPESOR [cm]	DENSIDAD [kg/m ³]	COEF. CON-DUC. [W/m ² K]	RESISTENCIA TÉRMICA [m ² K/W]
Plaqueta cerámica	2	2000	1,05	0,019
Pasta de yeso	2	800	0,3	0,066
Hormigón áridos ligeros	10	600	0,17	0,58
Forjado bovedilla	25	100		0,18
Yeso	2	800	0,3	0,066

Tabla A1.2

$$K_{SUELOS} = 0,917 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$\frac{P}{m^2} = 198 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

SUELOS DE PLANTA BAJA

MATERIAL	ESPESOR [cm]	DENSIDAD [kg/m ³]	COEF. CON-DUC. [W/m ² K]	RESISTENCIA TÉRMICA [m ² K/W]
Plaqueta cerámica	2	2000	1,05	0,019
Pasta de yeso	2	800	0,3	0,066
Hormigón áridos ligeros	20	600	0,17	0,58
Forjado bovedilla	25	100		0,18
Yeso	2	800	0,3	0,066

Tabla A1.3

$$K_{SUELOS PLANTA BAJA} = 0,68 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$\frac{P}{m^2} = 245 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

CUBIERTA

MATERIAL	ESPESOR [cm]	DENSIDAD [kg/m ³]	COEF. CON-DUC. [W/m ² K]	RESISTENCIA TÉRMICA [m ² K/W]
Grava rodada	5	1700	0,81	0,061
Tela asfáltica	2	2100	0,7	0,017
Poliuretano proyectado	3	40	0,023	1,304
Hormigón áridos ligeros	5	600	0,17	0,294
Forjado bovedilla	25	100		0,18
Yeso	2	800	0,3	0,066

Tabla A1.4

$$K_{CUBIERTA} = 0,45 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$\frac{P}{m^2} = 175 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

VENTANAS

Las ventanas del edificio Juan Benet son de acristalamiento doble, con cámara de aire intermedia de 9 mm, carpintería metálica y disposición vertical. De la Tabla 2.12 de la norma NBE-CT-79 se obtiene un valor de:

$$K_{VENTANAS} = 3,9 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Se muestran a continuación los valores del coeficiente de transmisión obtenidos para cada cerramiento.

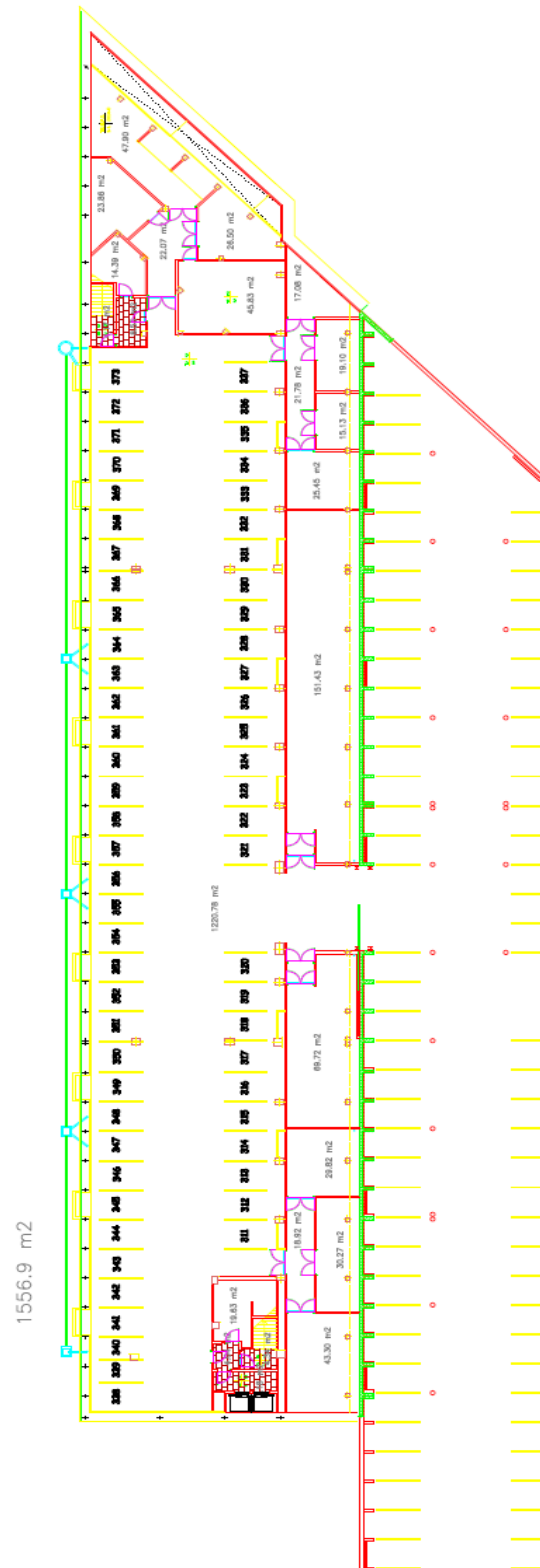
Tipo de cerramiento	Coeficiente de Transmisión [W/m²K]
Muros exteriores	0,48
Suelos de plantas 1,2 y 3	0,917
Suelos de planta baja	0,68
Cubierta	0,45
Ventanas	3,9

Tabla A1.5

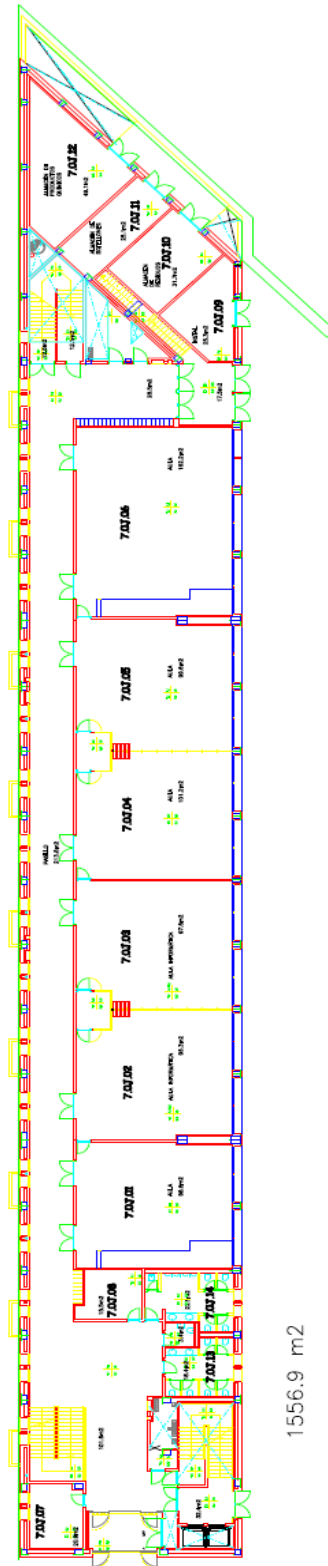
ANEXO II

PLANOS

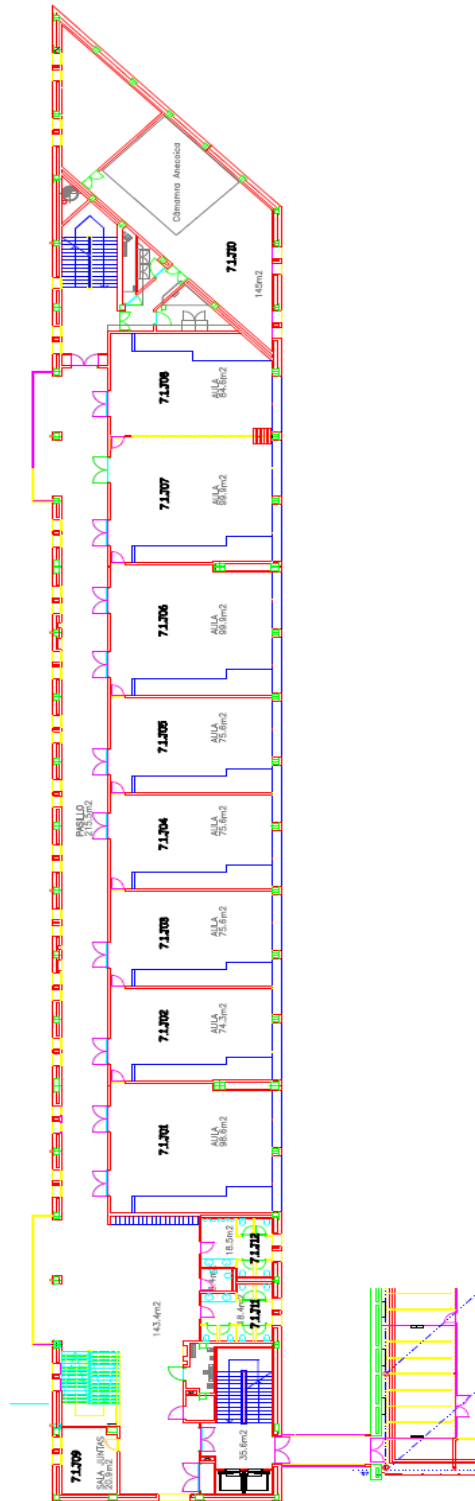
PLANTA SÓTANO



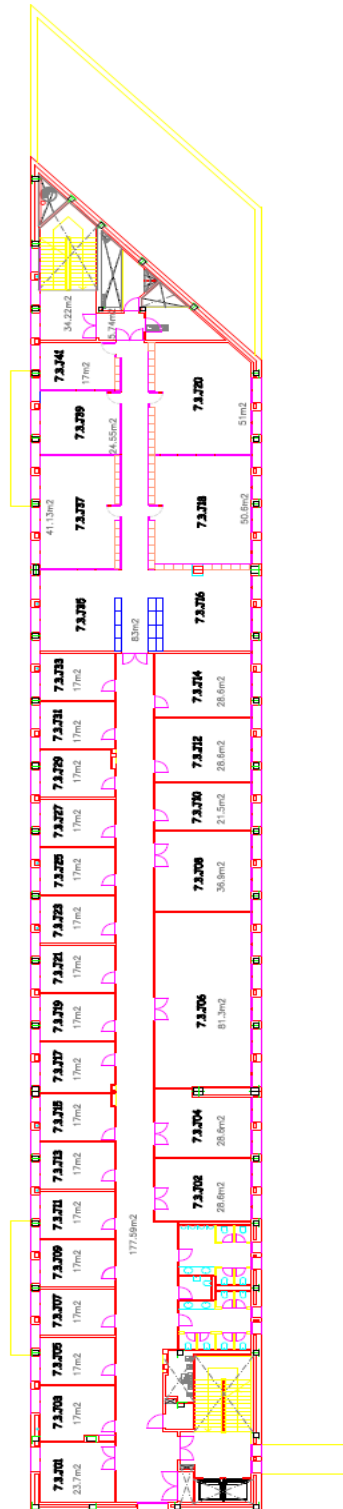
PLANTA BAJA



PLANTA PRIMERA



PLANTA TERCERA




ANEXO III

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ENFRIADORA SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE EXTERIOR

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Datos generales

MODELO		EWAD250D-SL 
Descripción		Unidad enfriadora de agua solo frío condensada por aire, con compresores monotornillo de regulación continua y refrigerante R-410a, Versión bajo nivel sonoro.
Potencia frigorífica (1)	kW	245
Potencia absorbida (1)	kW	93,4
EER ⁽¹⁾		2,62
ESEER ⁽¹⁾		3,21
Refrigerante		R-410a
Nº compresores		2
Nº circuitos frigoríficos		2
Tipo de regulación		Continua 12,5-100%
Tipo compresor		Monotornillo
Tipo de evaporador		Carcasa y tubo (Dry-expansion)
Caudal de agua nominal	(l/s)	11,7
Pérdida de carga	(kPa)	49
Tipo de condensador		Tubos de cobre y aletas de aluminio con tratamiento anticorrosivo tipo "Alucoat"
Tipo ventiladores		Axial
Caudal de aire total	m³/min	1.377
Nº ventiladores		6
Nivel de presión sonora a 1 mt		75
Tª mín./máx. de aire exterior (Refrig.)		+10 / +48 (Con opcional hasta -18°C)
Tª mín./máx. salida del agua (Refrig.)		- 15 / +15 (por debajo de +4 con Glicol)
Dimensiones (alto x ancho x largo)		2.355 x 2.234 x 3.139
Peso en operación		2.960
Otras características		Incluye controlador digital Microtech III, válvula de expansión electrónica, juntas víctaulic, interruptor de flujo y soportes antivibratorios.

(1) Según condiciones Eurovent. : Refrigeración: (Agua:12/7°C - Aire: 35°C)





Daikin Europe NV participa en el programa de certificación Eurovent



ENFRIADORA SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA DE TORRE

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Datos generales

		EWWD 260 G-SS 	
Descripción		Unidad enfriadora de agua sólo frío de condensación por agua con compresores monotornillo de regulación continua y refrigerante R-410a.	
Potencia frigorífica nominal ⁽¹⁾	kW	252,8	
Potencia absorbida nominal ⁽¹⁾	kW	64,9	
EER ⁽¹⁾		3,90	
ESEER ⁽¹⁾		4,95	
Refrigerante		R-410a	
Nº compresores		1	
Nº circuitos frigoríficos		1	
Tipo de regulación		Continua (25-100%)	
Tipo compresor		Monotornillo	
Tipo de evaporador		Carcasa y tubo (Dry-expansion)	
Cantidad / Volumen de agua	Nº / l	1 / 123	
Caudal de agua	l/min	725	
Perdida de carga	kPa	43	
Tipo de condensador		Carcasa y tubo	
Cantidad / Volumen de agua	Nº / l	1 / 15	
Caudal de agua	l/min	911	
Perdida de carga	kPa	63	
Presión sonora a 1 metro		69,7	
Tª mínima de entrada de agua en el cond.		+17	
Tª máxima de salida de agua en el cond.		+50	
Tª mínima de salida del agua en el evap.		-8 (a partir de +3 con Glicol)	
Tª máxima de salida del agua en el evap.		+15	
Dimensiones (alto x largo x ancho)		1.860 x 3.435 x 920	
Peso en operación		1.650	
Otras características		Incluye controlador digital Microtech III, válvula de expansión electrónica, conexiones victaulic, interruptor de flujo en evaporador y soportes antivibratorios de goma.	

(1) Según condiciones Eurovent. : Refrigeración: (Evaporador:12/7°C - Condensador: 30/35°C)



Daikin Europe NV participa en el programa de certificación Eurovent



TORRE DE REFRIGERACIÓN

Modelo RMA	Capacidad enfriamiento (°) l/s	Caudal aire m³/s	Num, ventilad,	Nº y Pot motores kW	Nivel sonoro a 5 mts, dB(A)	Caudal agua recirc, l/s	Potencia bomba kW	Dimensiones (mm)			Pesos (Kgs)	
								Largo	Ancho	Alto	Vacío	Carga
20	1,7	2,7	2	2 x 0,37	60	1,80	0,37	1330	730	2635	630	950
25	2,5	2,8	2	2 x 0,55	60	1,80	0,37	1330	730	2885	715	1055
30	3,0	3,3	2	2 x 0,55	61	2,17	0,37	1540	730	2885	790	1185
35	3,5	4,8	2	2 x 0,75	62	2,89	0,55	1830	850	2745	880	1405
40	4,2	5,5	2	2 x 1,1	64	3,25	0,55	2045	850	2745	955	1545
45	4,9	5,1	2	2 x 1,1	64	2,89	0,55	1830	850	3015	1015	1575
55	5,5	5,5	2	2 x 1,1	65	3,25	0,55	2045	850	3015	1095	1725
60	6,1	7,6	2	2 x 1,1	64	4,87	0,75	2280	1020	3045	1310	2220
70	6,8	8,2	2	2 x 1,1	64	5,42	0,75	2515	1020	3045	1400	2405
80	7,8	7,5	2	2 x 1,5	65	4,87	0,75	2280	1020	3315	1520	2490
90	8,8	8,3	2	2 x 1,5	65	5,42	0,75	2515	1020	3315	1630	2705
100	10,8	12,3	3	3 x 1,1	64	7,04	1,5	3130	1190	3245	1915	3405
130	12,7	14,1	3	3 x 1,5	66	8,67	1,5	3580	1190	3245	2135	3845
140	13,8	12,4	3	3 x 1,5	65	7,04	1,5	3130	1190	3515	2250	3840
160	15,5	13,4	3	3 x 1,5	66	8,67	1,5	3580	1190	3515	2480	4310
165	16,4	14,5	3	3 x 2,2	68	8,67	1,5	3580	1190	3515	2490	4320
190	18,8	20,4	3	3 x 2,2	68	12,28	1,5	4280	1365	3325	2765	5140
210	20,8	22,0	3	3 x 2,2	68	13,72	1,5	4730	1365	3325	2985	5615
240	23,7	20,5	3	3 x 2,2	69	12,28	1,5	4280	1365	3615	3250	5790
260	25,7	21,6	3	3 x 2,2	69	13,72	1,5	4730	1365	3615	3560	6375
300	29,4	30,0	3	3 x 3	67	16,61	2,2	5970	1480	3525	3935	7565
320	31,6	26,5	3	3 x 3	68	15,17	2,2	5170	1480	3815	4135	7495
370	36,3	29,9	3	3 x 4	71	16,61	2,2	5970	1480	3815	4680	8565
375	42,4	29,9	3	3 x 4	72	16,61	2,2	5970	1480	4105	5385	9530
380	37,5	40,6	2	2 x 5,5	70	24,56	2 x 1,5	4280	2640	3870	5145	10925
410	41,0	42,8	2	2 x 5,5	70	27,44	2 x 1,5	4730	2640	3870	5590	11985
460	45,2	38,2	2	2 x 5,5	70	24,56	2 x 1,5	4280	2640	4160	5495	11945
480	46,6	40,8	2	2 x 7,5	73	24,56	2 x 1,5	4280	2640	4160	6125	12575
530	52,2	44,2	2	2 x 7,5	73	27,44	2 x 1,5	4730	2640	4160	6660	13795
610	58,3	59,20	2	2 x 11	75	33,22	2 x 2,2	5970	2870	3870	7260	16085
640	63,8	53,40	2	2 x 11	75	30,34	2 x 2,2	5170	2870	4160	7700	16230
760	72,3	58,80	2	2 x 11	75	33,22	2 x 2,2	5970	2870	4160	8615	18470
780	75,1	62,40	2	2 x 15	77	33,22	2 x 2,2	5970	2870	4160	8705	18560
795	83,9	58,81	2	2 x 15	77	33,22	2 x 2,2	5970	2780	4450	10055	20940

